

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE BUENOS AIRES – ITBA**

**ESCUELA DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

# **DISEÑO ESTRUCTURAL DE MAZAS Y PALIERES DEL FORMULA SAE 2019**

**AUTORES: Rivera Parejas, Julián (Leg. N° 55042)**

**Virgillo, Alejandro (Leg. N° 55185)**

**DOCENTES TITULARES / TUTORES: Raffo, Federico / Zubiri, Juan Ignacio**



Departamento de Ingeniería Mecánica

Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgillo

Aprobó: FR

# Proyecto Fórmula SAE ITBA

## Diseño Estructural de Mazas y Palieres del Fórmula SAE 2019

Alumnos:

Julián Rivera Parejas – legajo 55042

Alejandro Virgillo - legajo 55185

Tutores: Ing. Federico Raffo, Ing. Juan Ignacio Zubiri

Abstract:

Desde 1980, la SAE (Society of Automotive Engineers) lleva a cabo una competencia en la cual estudiantes de distintas universidades del mundo desarrollan y construyen un vehículo monoplace tipo Fórmula con el objetivo de ser producido industrialmente.

El Departamento de Ingeniería Mecánica del Instituto Tecnológico de Buenos Aires ha logrado a la fecha el diseño y la construcción de dos vehículos de la categoría mediante el desarrollo, tanto de proyectos puntuales como de actividades extracurriculares de grupos de alumnos.

Para incrementar la performance de los vehículos construidos y la de los próximos a ser diseñados, es muy importante trabajar sobre lo aprendido en experiencias anteriores, así como explorar nuevas alternativas de diseño. Siguiendo este objetivo, el presente trabajo desarrolla el proceso de diseño que se utilizó para las mazas y palieres a implementar en el vehículo Fórmula SAE ITBA 2019, junto con las decisiones tomadas y las razones que conducen a ellas. Se presentan los modelos utilizados, llevados a cabo con el software de análisis por elementos finitos Siemens NX, y los cálculos realizados que justifican las geometrías de las piezas finales.



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgillo

Aprobó: FR

### TABLA DE CONTENIDOS

1. OBJETIVO	6
2. INTRODUCCIÓN	6
PARTE A - MAZAS	7
3. MÉTODO Y RECURSOS UTILIZADOS	7
4. DEFINICIONES	8
4.1 Conceptos importantes	8
4.2 Sistema de coordenadas	9
5. PREDISEÑO	10
5.1 Maza monotuerca	10
5.2 Junta homocinética	10
5.2.1 Selección de triceta	11
5.3 Llanta	11
5.3.1 Pines localizadores	12
5.4 Selección de material para las mazas	12
6. DETERMINACIÓN DE CARGAS	14
6.1 Fuerzas actuantes en los parches de contacto de los neumáticos	14
6.2 Traslado de fuerzas al centro de llanta	16
6.3 Determinación de fuerza de apriete para rosca central	18
6.3.1 Radio de fricción efectivo	18
6.3.2 Coeficiente de fricción	19
6.3.3 Fuerza de apriete	19
7. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE RUEDA [13]	20
7.1 Cálculo de rodamientos	20
7.2 Separadores de rodamientos	21
8. ROSCAS Y MONOTUERCA	22
8.1 Rosca central	22
8.2 Monotuerca central	24
8.3 Rosca de sujeción de rodamientos	25



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgillo

Aprobó: FR

8.4	Soporte de fuelle palier	25
8.5	Anodizado	26
9.	<b>OREJAS</b>	<b>27</b>
9.1	Orejas de freno	27
9.2	Orejas de pines localizadores	28
9.3	Pines localizadores	28
10.	<b>CÁLCULO POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS</b>	<b>29</b>
10.1	Modelo para orejas	29
10.2	Modelo para copa de triceta en maza trasera	32
11.	<b>RESULTADOS DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS</b>	<b>34</b>
11.1	Resultados para el estudio de las orejas	34
11.1.1	Maza delantera	34
11.1.2	Maza trasera	36
11.1.3	Modelo de frenado	38
11.1.4	Verificaciones	38
11.2	Resultados para copa de triceta en maza trasera	42
12.	<b>CÁLCULO DE FATIGA</b>	<b>43</b>
13.	<b>CONJUNTOS MAZA</b>	<b>45</b>
13.1	Maza delantera	45
13.2	Maza trasera	46
13.2.1	Lubricación y tapa de triceta	48
	<b>PARTE B – PALIERES</b>	<b>49</b>
14.	<b>MÉTODO Y RECURSOS UTILIZADOS</b>	<b>49</b>
15.	<b>DEFINICIONES</b>	<b>49</b>
16.	<b>DETERMINACIÓN DE CARGAS</b>	<b>50</b>
17.	<b>SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LOS PALIERES</b>	<b>51</b>
18.	<b>DIMENSIONES Y VERIFICACIÓN [10]</b>	<b>51</b>
19.	<b>LONGITUD</b>	<b>52</b>
20.	<b>CARCASAS TRICETAS DIFERENCIAL</b>	<b>53</b>



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgilio

Aprobó: FR

PARTE C - CONCLUSIONES	54
21. CONCLUSIONES	54
22. COMENTARIOS FINALES Y MEJORAS A FUTURO	56
23. REFERENCIAS	57
24. ANEXO A – FUERZAS Y MOMENTOS EN LOS CENTROS DE RUEDA	59
25. ANEXO B – RESULTADOS DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	60
25.1 Maza delantera	60
25.1.1 Modelo de frenado	60
25.1.2 Modelo de frenado y curva	61
25.1.3 Modelo de aceleración y curva	63
25.2 Maza trasera	66
25.2.1 Modelo de apriete	66
25.2.2 Modelo de curva y frenado	67
25.2.3 Modelo de aceleración y curva	69



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgilio

Aprobó: FR

## 1. OBJETIVO

Desarrollar las mazas y palieres para el vehículo Fórmula SAE ITBA 2019 (FSAE 2019), mejorando el diseño del vehículo anterior (FSAE 2012) [1] mediante la reducción del peso del conjunto.

Para el caso de las mazas, diseñar una configuración de monotuerca central, en lugar de las cuatro tuercas utilizadas en las mazas del FSAE 2012, e incorporar la función de junta homocinética dentro de la maza trasera, eliminando las piezas carcasa triceta maza del FSAE 2012. De esta forma se reduce el número de piezas del conjunto de rueda y se sigue el objetivo planteado de reducir el peso del conjunto maza-palier.

**NOTA SOBRE EL ALCANCE DEL PROYECTO:** El presente proyecto también incluye la selección y verificación de los distintos elementos que determinan las dimensiones de las mazas y palieres. Entre ellos están las tricetas, carcasas triceta diferencial y rodamientos involucrados. Por otro lado, si bien el análisis y desarrollo de otros elementos del conjunto rueda, como llantas y portamazas, o del diferencial no corresponden a este trabajo, de todos modos se harán comentarios con respecto a estas piezas ya que las mismas determinan distintas condiciones que deben cumplirse en el diseño de mazas y palieres.

## 2. INTRODUCCIÓN

Durante el proceso de diseño de los distintos sistemas y componentes de un vehículo, diferentes decisiones deben realizarse para llegar a un resultado final satisfactorio. Estas van desde las funciones que deben ser desempeñadas por dichas piezas, las condiciones externas que se deben respetar, las suposiciones a hacer y la elección de los materiales a emplear, entre otras. A su vez, los productos obtenidos deben verificarse a través de cálculos adecuados que aseguren el correcto funcionamiento de los mismos, sin fallas al momento de exigirlos mecánicamente.

A lo largo del presente trabajo se expondrán todas las decisiones que se tomaron dentro del marco del diseño de las piezas en cuestión, y se explicarán los distintos métodos de cálculo utilizados para justificarlas.

**ACLARACIÓN:** A continuación, se presentará el presente trabajo en dos partes separadas. La primera tratará sobre el diseño de los conjuntos maza (tanto delantero como trasero), la elección de rodamientos de rueda y el desarrollo de la junta homocinética dentro de la maza trasera. La segunda parte se enfocará en el diseño de los palieres y las carcasas triceta diferencial.



## PARTE A - MAZAS

### 3. MÉTODO Y RECURSOS UTILIZADOS

Este proyecto propone cambiar el diseño de las mazas utilizadas en el FSAE 2012, utilizando una única tuerca central (monotuerca) para la fijación de la llanta a la correspondiente maza. Esto implica no utilizar el método clásico de ajuste con cuatro espárragos distribuidos alrededor de la maza, fijando la llanta a ésta con cuatro tuercas, sino que utiliza una sola tuerca en el centro de la llanta. Además, para la maza trasera integra la junta homocinética y la maza en una sola pieza. El objetivo de estas elecciones es reducir la cantidad de piezas requeridas en el ensamble de la rueda, buscando reducir el peso final. Por otro lado, y siguiendo con el objetivo de reducción de peso, se plantea la elección de un material distinto al acero, que fue el material utilizado para las mazas del FSAE 2012.

Lo expresado en el párrafo anterior implica una serie de complicaciones adicionales a tener en cuenta en el rediseño de las piezas con respecto a las utilizadas en el vehículo anterior. Primeramente, se debe resolver el packaging de ambos conjuntos, delantero y trasero, dentro de la rueda, junto con el correspondiente portamazas y sistema de freno. Por otro lado, se debe resolver la fabricación de la monotuerca central y la determinación de los aprietes necesarios para la misma. Finalmente, se debe realizar la elección de una triceta, la determinación de sus pistas y la resolución de los problemas de contacto que surgen entre ellas.

Es importante destacar que las mazas delanteras y traseras presentan diferencias en su funcionalidad y geometría. Fundamentalmente, las mazas traseras deben transmitir potencia (el vehículo es de tracción trasera). Por ello, solamente en ellas es necesario cumplir la función de junta homocinética, teniendo que albergar internamente la correspondiente triceta.

Para el modelado y análisis de las mazas se emplea el software Siemens NX, el cual cuenta con módulos tanto de dibujo 3D como de cálculo estructural por elementos finitos, entre otros. Se utiliza el método de elementos finitos para comprobar el correcto funcionamiento de la pieza bajo distintas condiciones de carga.

Para otros tipos de análisis (rodamientos, roscas, fatiga) se emplean planillas de cálculo realizadas en Microsoft Excel. El detalle de estos análisis será discutido más adelante en el informe.

Como input para los distintos modelos, como por ejemplo fuerzas y velocidades, se tomaron datos extraídos de pruebas sobre el vehículo FSAE 2012. Es importante destacar que, si bien las aceleraciones para los distintos estados de carga provienen de los ensayos realizados en el vehículo anterior, las características propias del vehículo (peso, trochas, distancia entre ejes, constantes elásticas, etc.) corresponden al diseño del nuevo vehículo. En un futuro se deberán validar las aceleraciones estimadas con ensayos realizados sobre el FSAE 2019, así como también corregir las desviaciones que pudieran existir con respecto a los parámetros diseñados para el nuevo vehículo.

## 4. DEFINICIONES

### 4.1 Conceptos importantes

**Parche de contacto:** Es la porción de la superficie del neumático en contacto con el suelo. A través de él se generan y transmiten las fuerzas entre el vehículo y el suelo.

**Trocha:** Es la distancia que existe entre los centros de parche de contacto de los dos neumáticos de un mismo eje.

**Radio de rueda bajo carga:** Es el radio de la rueda producto de la deformación vertical del neumático. Esta medida se puede determinar empíricamente midiendo en el suelo una rotación completa de la rueda.

**Offset de llanta:** Es la distancia entre el plano medio físico de la llanta y el plano de contacto entre la llanta y la maza. Esta distancia puede ser positiva, neutra o negativa. Ver Figura 1.

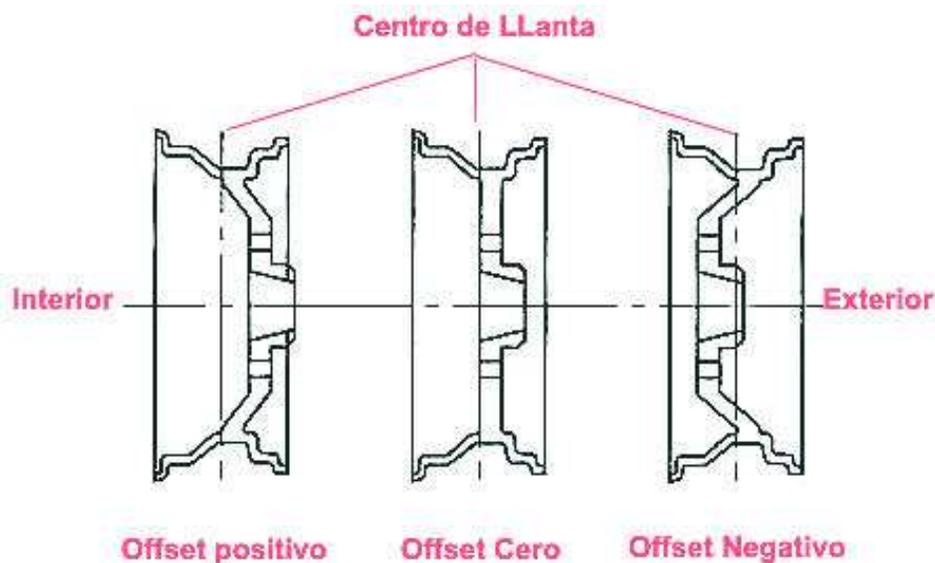


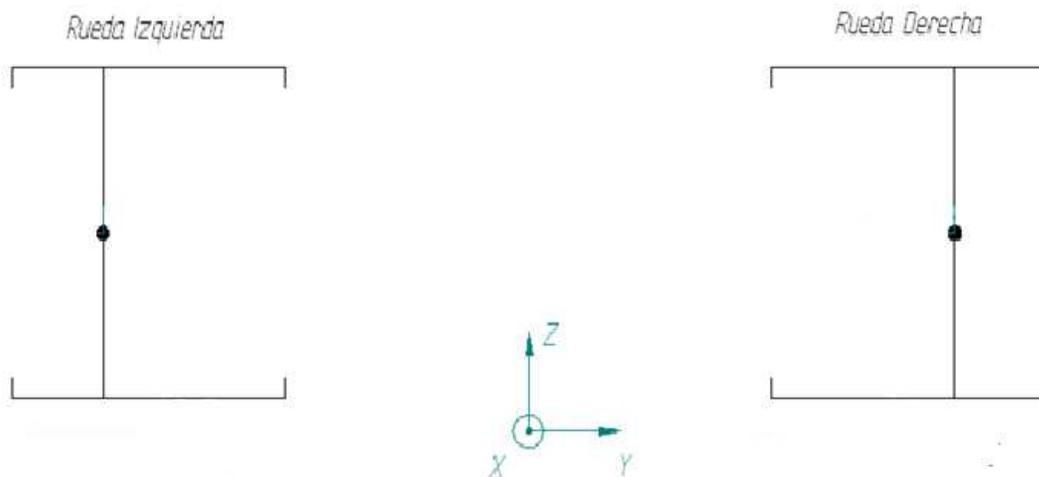
Figura 1 - Offset de llanta

**Radio de fricción efectivo:** Es el radio de la llanta utilizado para el cálculo del torque transmitido por fricción.

**Tricetas:** Acoples colocados en los extremos de los palieres (semiejes). Son necesarias para transmitir el movimiento de rotación del motor a las ruedas y, a su vez, se utilizan para absorber los cambios de ángulo que se producen con el movimiento vertical relativo de la masa suspendida con respecto a la masa no suspendida del vehículo.

## 4.2 Sistema de coordenadas

El sistema de coordenadas utilizado en cada eje es el mostrado en la Figura 2. Como puede observarse, el centro del sistema se ubica en el punto medio de cada trocha sobre el suelo.



**Figura 2** - Sistema de coordenadas de cada eje (vista desde atrás del vehículo)

Este sistema de coordenadas considera los ejes de la siguiente forma:

- Eje X: eje longitudinal del vehículo, positivo hacia atrás
- Eje Y: eje lateral (transversal) del vehículo, positivo hacia la derecha
- Eje Z: eje vertical del vehículo, positivo hacia arriba

La convención de fuerzas en el parche de contacto correspondiente a la Figura 2 es la siguiente:

- Eje X: fuerzas positivas para frenado, fuerzas negativas para aceleración
- Eje Y: fuerzas positivas hacia la derecha (curva a la derecha), fuerzas negativas hacia la izquierda (curva a la izquierda)
- Eje Z: fuerzas positivas hacia arriba, fuerzas negativas hacia abajo

## 5. PREDISEÑO

Este proyecto parte de algunas decisiones previamente definidas sobre las funciones que las mazas deben cumplir. En esta sección se detallarán estas condiciones que deben ser satisfechas por el diseño final. Específicamente, se explicará:

- Qué es una maza monotuerca
- Qué es una junta homocinética
- Cuál es la llanta seleccionada para el vehículo FSAE 2019
- Cómo se determinó el material a ser utilizado en las mazas

### 5.1 Maza monotuerca

Uno de los objetivos planteados para este proyecto es el de obtener una maza con configuración monotuerca central. Una maza monotuerca difiere de una maza tradicional en el modo en que ésta se fija a la llanta. Mientras que una maza tradicional utiliza una cierta cantidad de espárragos distribuidos circularmente para cumplir esta función (cuatro en el caso del FSAE 2012), una maza de monotuerca central utiliza, como su nombre sugiere, una única tuerca en el centro de la llanta para fijarla. Este tipo de maza suele ser elegida en los vehículos de competición, ya que tiene como principal ventaja una mayor velocidad para realizar un cambio de rueda en el vehículo. Si bien la competencia para la cual se diseña el vehículo no requiere de un cambio de neumáticos, una maza de este tipo es evaluada como un diseño superior, siempre y cuando obviamente este diseño se realice de forma correcta. Además, este diseño conduce a una reducción de la cantidad de piezas del conjunto y una disminución del peso del vehículo.

Otra diferencia a tener en cuenta para el nuevo diseño son los torques de apriete. Estos suelen ser significativamente mayores para las mazas monotuerca que para las tradicionales por distintos factores. Se profundizará sobre las razones para esto en una sección posterior del informe, además de presentar un detalle de los cálculos que se emplearon para determinar los torques de apriete necesarios.

### 5.2 Junta homocinética

Una junta homocinética es un tipo de junta que se caracteriza por permitir que un eje pueda transmitir potencia a través de un ángulo variable. Los palieres de transmisión del torque a las ruedas motrices (traseras para nuestro vehículo) se conectan por uno de sus extremos con el diferencial y por el otro con la rueda. Esta transmisión de torque está sometida a los movimientos oscilatorios de la suspensión (fundamentalmente verticales) y, por lo tanto, debe ser articulada. La junta homocinética cumple esta función, permitiendo estos movimientos verticales oscilatorios sin que las ruedas pierdan tracción ni los palieres sufran esfuerzos flexores.

Uno de los objetivos planteados para este trabajo es la reducción en la cantidad de piezas del ensamble. Por lo tanto, se propuso incluir dentro de la maza trasera la función de junta homocinética, específicamente una junta trípode. Esto implica la selección de una triceta apropiada y la construcción dentro de la maza de las pistas correspondientes. La Figura 3 muestra un ejemplo de este tipo de juntas. Más adelante se tratará el diseño y cálculo de este componente.



**Figura 3** - Junta trípode

### 5.2.1 Selección de triceta

La triceta, por su complejidad de fabricación, decidió obtenerse de un proveedor externo. Siguiendo los objetivos planteados, se busca obtener una triceta cuyo peso sea el menor posible y, por lo tanto, del menor tamaño posible. La elección se reduce a aquella que, en su uso habitual, tenga una exigencia similar (para evitar su falla) y tenga las menores dimensiones posibles.

Se decide emplear la triceta del fabricante ETMA, con código TR1036E. La referencia [2] brinda las dimensiones de la misma.

## 5.3 Llanta

Para el vehículo FSAE 2019 se decidió que la llanta a utilizar no sería diseñada por el equipo, sino comprada a un proveedor externo. Por lo tanto, el diseño del conjunto de rueda y, por ende, de las mazas, debe ajustarse a los requerimientos impuestos por el fabricante de la llanta.

La llanta que decidió emplearse es fabricada por la empresa OZ Racing, y se seleccionó siguiendo los mismos lineamientos ya expresados en cuanto a la reducción del peso del nuevo vehículo. La misma es una llanta de magnesio de diámetro 10" y ancho 7", la cual ya viene diseñada para el uso de una monotuerca central. El código de la llanta es OZ FSAE Mg CAST 7x10. La misma es comúnmente utilizada en vehículos Fórmula SAE. La referencia [3] proporciona un plano de esta pieza.



Comparando esta nueva llanta con la utilizada en el vehículo anterior (Ruedas Argentinas 13" x 6.5", de aluminio) la diferencia de peso es de 3.0 kgf por llanta (1.7 kgf para la OZ vs 4.7 kgf para la Ruedas Argentinas).

Además, el hecho de utilizar una llanta de diámetro menor implica que todos los elementos del conjunto de rueda (neumáticos, portamazas, mazas, discos de freno, cálipers de freno) también deberán ser más chicos, generando una mayor reducción en el peso total del nuevo vehículo.

### 5.3.1 Pines localizadores

Los pines localizadores son unos dispositivos de seguridad que se colocan para localizar angularmente a la maza con respecto a la llanta y, en caso de falla del apriete de la monotuerca central, son los encargados de transmitir el torque a la rueda. Sus dimensiones vienen dadas por el fabricante de la llanta (diámetro 12 mm) [3]. Un análisis más detallado de estos elementos se hará en una sección posterior.

## 5.4 Selección de material para las mazas

Para la selección del material a utilizar en las mazas del nuevo vehículo se comparó entre las ventajas de utilizar una aleación de aluminio contra una aleación de acero. Las aleaciones de aluminio pueden proporcionar una menor densidad (una relación cercana a 1:3) para una misma tensión de fluencia. Esto implicaría una pieza significativamente más liviana, lo cual es uno de los objetivos de este trabajo. Sin embargo, también la dureza de estas aleaciones de aluminio es menor, presentando problemas para el contacto con piezas de acero. Al ser las tricetas seleccionadas de acero [2], la zona de contacto entre la maza trasera y la triceta no podría ser de aluminio sin la implementación de costosos tratamientos superficiales que aumenten su dureza. Aun así, debido al significativo ahorro de peso que representa la pieza de aluminio, se procede a diseñar las mazas en una aleación de este material.

Para evitar estos problemas de contacto, se decide utilizar unos insertos de acero de alta dureza, montados sobre las pistas de la maza trasera de aluminio e impidiendo el contacto por impacto entre dichas pistas y la triceta. Estos insertos deben ser fabricados de un material cuya dureza sea similar a la de los dados de la triceta, para que no se produzcan fallas en ninguna de las partes. La fijación de los insertos se realiza mediante la aplicación de un adhesivo para unión de metales de alta resistencia al impacto y que resiste las temperaturas de trabajo. Esto permite un fácil ensamble de estos y asegura no debilitar la maza con elementos de fijación adicionales.

Cabe aclarar que el vehículo, al ser de tracción trasera, solo necesita pistas para las tricetas en las mazas traseras. Esto, a su vez, determina la decisión de emplear mazas de dimensiones distintas para las ruedas delanteras y traseras (las mazas deben ser distintas necesariamente por el montaje de las tricetas). De esta forma se logra una mayor optimización de ambas piezas, permitiendo lograr una mayor reducción de peso. La desventaja es la necesidad de fabricar y ensamblar piezas distintas para los ejes delantero y trasero.

En la Figura 4 se muestra, a modo de ejemplo, un alojamiento de triceta comercial, con los insertos colocados.



**Figura 4** - Detalle de triceta e insertos

La Tabla 1 contiene especificaciones de los elementos descritos en esta sección.

Elemento	Especificación
Maza	Aluminio 7075-T6
Insertos pista triceta	Acero SAE 4340
Adhesivo	Loctite 380
Triceta	ETMA TR1036E (acero SAE 4340)

**Tabla 1** - Elementos conjunto maza

Para información adicional sobre estos elementos se adjuntan las siguientes referencias:

- a) Propiedades mecánicas del aluminio elegido [4].
- b) Propiedades mecánicas del acero utilizado en insertos pista triceta y tricetas [5].
- c) Especificación del adhesivo elegido [6].

## 6. DETERMINACIÓN DE CARGAS

### 6.1 Fuerzas actuantes en los parches de contacto de los neumáticos

La determinación de las cargas a aplicar en las mazas se realizó a partir de las aceleraciones reales registradas mediante adquisición de datos en distintos ensayos en pista realizados sobre el vehículo FSAE 2012 [7]. Se distinguen las aceleraciones máximas para cinco casos de carga dinámicos distintos, listados a continuación en la Tabla 2.

Caso de carga dinámico	Ax [g]	Ay [g]
Frenado	-1.40	0
Curva a la izquierda + frenado	-0.85	1.68
Aceleración	1.20	0
Curva a la izquierda + aceleración	0.54	1.42
Curva a la izquierda	0	1.88

**Tabla 2** - Casos de carga dinámicos y aceleraciones máximas registradas

Estas aceleraciones máximas se utilizan en una planilla de cálculo de Excel desarrollada por el equipo FSAE ITBA [8], la cual permite calcular las fuerzas presentes en los parches de contacto de los cuatro neumáticos. Es importante destacar que, si bien las aceleraciones para los distintos estados de carga provienen de los ensayos realizados en el vehículo anterior, las características propias del vehículo (peso, trochas, distancia entre ejes, constantes elásticas, etc.) corresponden al diseño del nuevo vehículo. En la Tabla 3 se presentan los parámetros utilizados, aclarando si corresponden al FSAE 2019 o, en algún caso, se utilizaron valores de referencia del vehículo FSAE 2012. En un futuro se deberán validar las aceleraciones estimadas con ensayos realizados sobre el FSAE 2019, así como también corregir las desviaciones que pudieran existir con respecto a los parámetros diseñados para el nuevo vehículo.



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgilio

Aprobó: FR

Parámetro	Vehículo	Valor
Peso vehículo + piloto	FSAE 2019	272.5 [kgf]
Peso delantero	FSAE 2019	132.9 [kgf]
Peso trasero	FSAE 2019	139.6 [kgf]
Masa no suspendida delantera	FSAE 2019	20 [kgf]
Masa no suspendida trasera	FSAE 2019	20 [kgf]
Distancia entre ejes	FSAE 2019	1535 [mm]
Trocha delantera	FSAE 2019	1326 [mm]
Trocha trasera	FSAE 2019	1250 [mm]
Altura centro de gravedad	FSAE 2012	340 [mm]
Radio rueda sin carga delantera	FSAE 2019	203.2 [mm]
Radio rueda sin carga trasera	FSAE 2019	203.2 [mm]
Altura centro roldo delantero	FSAE 2012	26.6 [mm]
Altura centro roldo trasero	FSAE 2012	54.2 [mm]
Constante espiral delantero	FSAE 2019	41.4 [N/mm]
Constante espiral trasero	FSAE 2019	24.3 [N/mm]
Relación de movimiento espiral delantero	FSAE 2019	0.580 []
Relación de movimiento espiral trasero	FSAE 2019	0.820 []
Constante barra delantera (en la rueda)	FSAE 2012	5.0 [N/mm]
Constante barra trasera (en la rueda)	FSAE 2012	2.6 [N/mm]

**Tabla 3** - Parámetros utilizados para el cálculo de las fuerzas en los parches de contacto de los neumáticos

Con los parámetros indicados y la herramienta de cálculo anteriormente mencionada, las fuerzas resultantes en los parches de contacto de los neumáticos para cada caso de carga dinámica se presentan en la Figura 5. Cabe destacar que para el cálculo de las fuerzas máximas a aplicar en el diseño de las mazas se utiliza un factor de seguridad dinámico de 1.4, tal como puede observarse en la Figura 5.

Fuerzas en parche de contacto [N] con FS					
FS = 1,4					
at = 0,00		Estático		ax = 0,00	
Fz		ay = 0,00		Fy	
912	912				
958	958				
at = 1,40		Frenado		ax = -1,40	
Fz		ay = 0,00		Fy	
1492	1492			1571	1571
378	378			1048	1048
at = 1,88		Curva a la izquierda + frenado		ax = -0,85	
Fz		ay = 1,68		Fy	
420	2109	-706	-3542	954	954
-208	1420	350	-2386	636	636
at = 1,20		Aceleración		ax = 1,20	
Fz		ay = 0,00		Fy	
415	415			0	0
1456	1456			-2245	-2245
at = 1,52		Curva a la izquierda + aceleración		ax = 0,54	
Fz		ay = 1,42		Fy	
-25	1402	35	-1991	0	0
494	1870	-701	-2656	-1010	-1010
at = 1,88		Curva a la izquierda		ax = 0,00	
Fz		ay = 1,88		Fy	
-32	1857	61	-3491		
47	1870	-89	-3515		

**Figura 5** - Fuerzas calculadas en los parches de contacto de los neumáticos a partir de las aceleraciones máximas (ver convención de fuerzas en parche de contacto en Sección 4.2)

NOTA: Cada conjunto de cuatro rectángulos presentado en la Figura 5 corresponde a los cuatro neumáticos del vehículo, vistos desde arriba. Por ejemplo, el primer conjunto superior izquierdo presenta las fuerzas en dirección z correspondientes a cada uno de los cuatro neumáticos para el caso Estático.

## 6.2 Traslado de fuerzas al centro de llanta

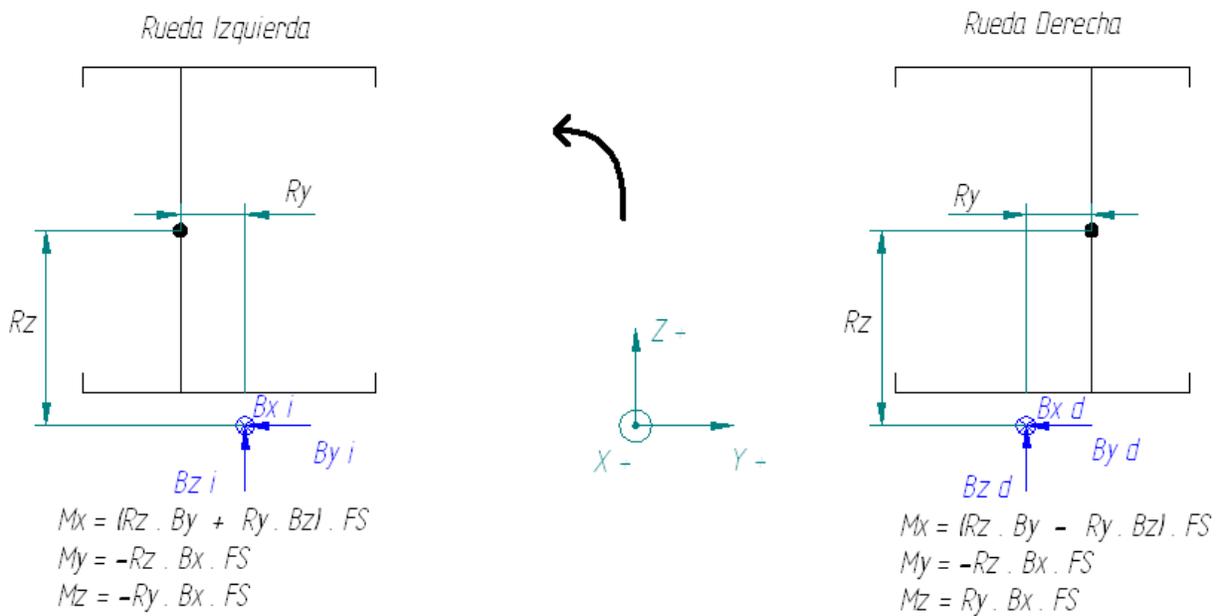
Una vez conocidas las fuerzas en los parches de contacto de los neumáticos es necesario trasladar las mismas al centro de la llanta correspondiente, ya que este es el punto en donde se transmiten las fuerzas desde la rueda hacia la maza. Debido al desplazamiento de las fuerzas, aparecen los respectivos momentos. Para efectuar el desplazamiento de las fuerzas y calcular los momentos resultantes se utiliza otra planilla de cálculo de Excel [9], también desarrollada por el equipo FSAE ITBA.

En la Tabla 4 se informan los parámetros geométricos necesarios para el traslado de fuerzas correspondientes a la rueda del FSAE 2019, los cuales son utilizados en la planilla de cálculo [9] para el cálculo de los momentos correspondientes.

Parámetros rueda FSAE 2019	[mm]
Ancho de llanta	177.8
Offset de llanta (ver Figura 1) – Ry	22.3
Radio de rueda bajo carga – Rz	199.7

**Tabla 4** - Parámetros geométricos de la rueda del FSAE 2019 necesarios para el traslado de fuerzas

El método usado para el traslado de fuerzas puede visualizarse en la Figura 6. La misma muestra las ecuaciones involucradas para este traslado. Como input se tienen las fuerzas en los parches de contacto de los neumáticos mostradas en la Figura 5. Este proceso se realiza para cada caso de carga dinámico.



**Figura 6** - Método para el traslado de fuerzas

En el Anexo A se informan las fuerzas y momentos obtenidos en los centros de rueda para cada caso de carga analizado.

### 6.3 Determinación de fuerza de apriete para rosca central

El diseño de la rosca central de la maza se hizo considerando que toda la carga (torque) debe ser transmitida por fricción entre la superficie interna de la llanta y la superficie externa de la maza (donde van montados los pines localizadores). Es decir, se dimensiona la rosca para evitar que los pines localizadores se encuentren bajo carga. A su vez, esto trae la ventaja de evitar que los agujeros soporte de los pines localizadores estén cargados bajo una carga alternativa elevada y, de esta manera, se reducen los esfuerzos de fatiga en la maza.

El cálculo, por lo tanto, implica determinar un radio de fricción efectivo (similar a un embrague), estimar un coeficiente de fricción entre las partes en contacto y determinar la fuerza de apriete necesaria para lograr transmitir el torque máximo a transmitir.

#### 6.3.1 Radio de fricción efectivo

Se necesita determinar el radio de fricción efectivo de la llanta para poder calcular la fuerza de apriete requerida para obtener el torque buscado. Las dimensiones requeridas para encontrar este radio están dadas por la geometría de la llanta [3].

El radio de fricción efectivo se puede calcular a partir de la siguiente ecuación (correspondiente a cálculo de embragues [10]):

$$\text{Radio fricción efectivo} = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

Donde D y d son respectivamente el diámetro máximo y mínimo de la superficie de contacto entre la cara externa de la maza y la llanta.

Otra forma de calcular el radio de fricción es a través del radio de fricción medio, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$\text{Radio fricción medio} = \frac{1}{4} (D + d)$$

Los valores obtenidos para cada radio de fricción son 41.0 mm para el efectivo y 39.8 mm para el medio [11]. Se decide utilizar el radio de fricción medio ya que, por ser menor, da un valor más conservador para la fuerza de apriete de la rosca central (factor de seguridad de 1.03).

### 6.3.2 Coeficiente de fricción

Para poder calcular el torque transmitido por fricción también es necesario estimar el coeficiente de fricción que existe entre las caras en contacto. Tanto los materiales de las partes como la lubricación existente en la zona de contacto impactan en este coeficiente. De acuerdo con lo ya mencionado, la maza se diseña en aluminio, mientras que la llanta seleccionada es de magnesio. La Tabla 5 especifica los valores de coeficiente de fricción correspondientes.

Materiales en contacto	Coeficiente de fricción
Aluminio - Magnesio – SIN lubricación	0.5
Aluminio – Magnesio - CON lubricación	0.3

**Tabla 5** - Coeficientes de fricción para el cálculo de la fuerza de apriete [12]

Debido a que la fricción entre caras necesita maximizarse para poder transmitir mayor torque, es importante que no haya lubricación entre la superficie de contacto de la llanta y la de la maza.

Por otro lado, se decide lubricar la cara de la monotuerca central en contacto con la llanta para evitar torques de apriete para el armado excesivamente elevados.

### 6.3.3 Fuerza de apriete

Se considera un caso de carga de frenado para determinar la fuerza de apriete. Por lo tanto, se deben determinar previamente tres variables de diseño: la masa del vehículo, su aceleración máxima de frenado y la distribución de freno delantera:

- La masa, según se especificó en la Tabla 3, se toma como 272.5 kg para el vehículo con piloto.
- La aceleración máxima de frenado de diseño que se asume para este cálculo es de 2.0 g.
- La distribución de freno se estima en un 60% para el eje delantero.

La referencia [11] presenta los cálculos realizados para obtener la fuerza de apriete necesaria para poder transmitir el torque correspondiente. El resultado obtenido para la fuerza de apriete es de 16109 N.

En la Sección 8, cuando se trate el diseño de la monotuerca central y la rosca a utilizar en la misma, se detallará el procedimiento de obtención de los torques de apriete necesarios para obtener la fuerza de apriete calculada aquí.

## 7. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE RUEDA [13]

La selección de los rodamientos de rueda implicó obtener el menor tamaño y peso posible de los mismos sin comprometer el funcionamiento del conjunto. Debido a que se buscó optimizar las mazas delanteras y traseras para obtener una mayor reducción de peso, sus tamaños resultaron distintos; esto, a su vez, provocó que sus respectivos rodamientos fueran distintos.

El tamaño de los rodamientos determina las dimensiones exteriores máximas para las mazas, junto con algunas disposiciones adicionales para asegurar el correcto funcionamiento de éstos. Por ejemplo, la colocación de “escalones” mecanizados que actúen de respaldo para que los rodamientos queden localizados en la posición correcta. La mayoría de las dimensiones para este tipo de construcciones suelen estar detalladas por los fabricantes de los rodamientos para cada modelo en particular.

### 7.1 Cálculo de rodamientos

Para determinar si los rodamientos seleccionados soportan las exigencias requeridas, se utiliza el método de cálculo propuesto por el fabricante SKF en la referencia [14]. Este método implica calcular que el rodamiento aguante las solicitaciones, tanto estáticas como de fatiga. Para ello, se utilizan las cargas en los parches de contacto de los neumáticos definidas en [8] y se las trasladan a los dos rodamientos de la maza correspondiente con un procedimiento similar al descrito en la Sección 6.2. La posición de los rodamientos en la maza respectiva (delantera o trasera) queda determinada por el correspondiente portamaza, por lo que éste último es un input para poder resolver este diseño. La referencia [15] presenta la planilla de cálculo de Excel que verifica la elección final de los rodamientos de rueda. La Tabla 6 detalla los rodamientos elegidos.

Rodamiento	Tipo	Designación
Rueda delantera	Rígido de bolas	SKF 61811-2RZ [16]
Rueda trasera	Bolas de contacto angular de superprecisión	SKF 71814 ACD/P4 [17]

**Tabla 6** - Especificación de rodamientos de rueda

Las referencias [16] y [17] corresponden a la hoja de datos de cada rodamiento, donde se encuentran sus dimensiones, detalles sobre la forma de posicionar cada rodamiento y los parámetros usados para los cálculos de selección.

El diámetro interior de estos rodamientos determina los diámetros exteriores de los ejes de las mazas. Para la maza delantera corresponde un valor de 55 mm, mientras que para la maza trasera corresponde uno de 70 mm.



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgillo

Aprobó: FR

## 7.2 Separadores de rodamientos

Se decide utilizar separadores de rodamientos de forma cilíndrica para mantener la correcta distancia entre los rodamientos de rueda de ambas mazas.

Como se mencionó anteriormente, la separación de rodamientos viene dada por los requerimientos geométricos de los portamazas delanteros y traseros. La “caja de rodamientos” (la cual contiene a los dos rodamientos y su correspondiente separador) de ambos portamazas es de igual longitud: 50 mm. Los rodamientos seleccionados tienen un ancho de 9 mm los delanteros y 10 mm los traseros. Por lo tanto, la longitud correspondiente a los separadores de rodamientos es de 32 y 30 mm respectivamente. Por otro lado, el tamaño de los “escalones” de respaldo permisibles, necesarios para la localización axial de los rodamientos, vienen especificados por el fabricante de los rodamientos.

Para estas piezas se decide utilizar acero SAE 4140 en vez de aluminio, debido al mayor módulo elástico de este material. Esto tiene que ver con la fuerza de compresión que los mismos deben soportar en el apriete del conjunto, sin variar la correcta distancia entre los rodamientos de rueda.

## 8. ROSCAS Y MONOTUERCA

Las mazas, tanto delanteras como traseras, requieren de dos roscas para cumplir sus funciones. La primera es la rosca central, sobre la cual la monotuerca central aprieta a la llanta. La segunda rosca se encuentra del lado interno del vehículo, y se utiliza para mantener a los rodamientos de rueda en posición.

### 8.1 Rosca central

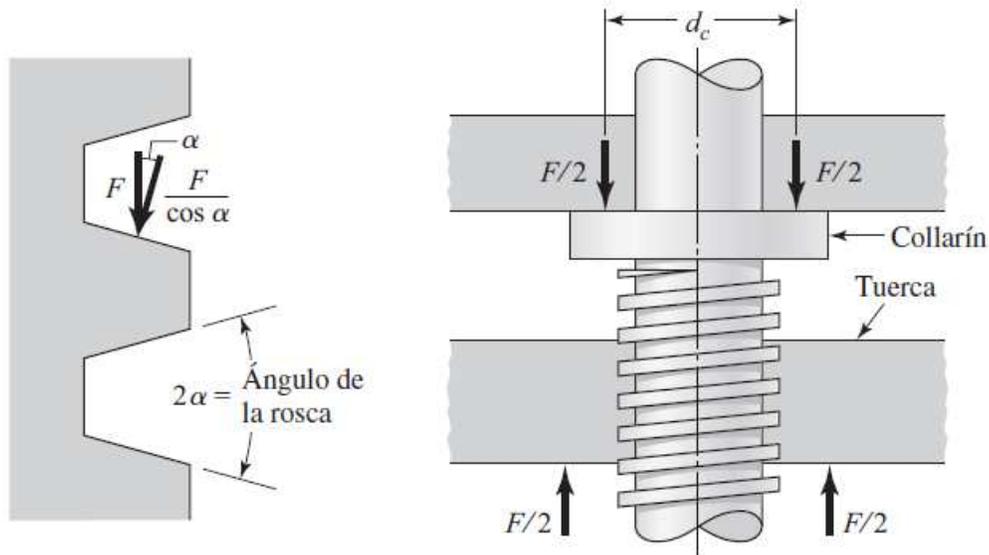
De acuerdo con lo comentado en la Sección 6.3, las configuraciones de mazas de rosca central se caracterizan por transmitir el torque por fricción entre la superficie de la llanta y la superficie externa de la maza (donde van montados los pines localizadores). En esa sección también se explicó cuál es la fuerza de apriete requerida para lograr dicho propósito. Ahora se explicará cómo verificar que una rosca dada pueda soportar las solicitaciones requeridas partiendo de una fuerza de apriete conocida.

El procedimiento utilizado corresponde al cálculo de tornillos de potencia, siguiendo la referencia [10]. Este procedimiento implica un cálculo que depende principalmente de las dimensiones de la rosca a evaluar y de sus materiales, teniendo que asumir un coeficiente de fricción entre los materiales de las partes involucradas: aluminio para la maza y la monotuerca central y magnesio para la llanta. La Tabla 7 muestra los coeficientes de fricción utilizados.

Materiales en contacto	Coefficiente de fricción
Aluminio – Aluminio – CON lubricación	0.3
Aluminio - Magnesio - CON lubricación	0.3

**Tabla 7** - Coeficientes de fricción para el cálculo de rosca central [12]

Los cálculos realizados también buscan determinar el torque necesario para ajustar la monotuerca central hasta obtener la fuerza de apriete requerida. Este torque tiene en cuenta la fricción que aparece entre la cara de la monotuerca central y la llanta, así como la fricción entre las roscas macho (maza) y hembra (monotuerca central). La Figura 7 presenta el modelo analizado, donde la tuerca corresponde con la monotuerca central, el collarín representa el contacto entre la monotuerca y la llanta y F es la fuerza de apriete.


**Figura 7** – Modelo de maza, llanta y monotuerca central

Para facilitar la fabricación de las piezas, la elección de la rosca se limita sólo a medidas standard. Además, el plano de la llanta [3] proporciona dimensiones sugeridas para el diseño de la maza y la monotuerca.

Con estas consideraciones, la planilla de cálculo de Excel de la referencia [11] realiza los cálculos correspondientes. Los mismos implican obtener los roces que aparecen entre los dientes de la rosca macho de la maza y la rosca hembra de la monotuerca, así como el roce entre las caras de la monotuerca y la llanta, mientras se eleva la carga hasta alcanzar el apriete deseado. Una vez obtenido este apriete, se evalúa si la estructura de la rosca es capaz de soportar las sollicitaciones presentes.

Finalmente, la rosca diseñada para cumplir la función de rosca central es de M48 x 1.5. Además, el torque de apriete obtenido es de 413 N-m. La Tabla 8 muestra los factores de seguridad involucrados en los cálculos: el factor de seguridad de carga (cargas de impacto) es especificado, para tener un margen en el valor de la fuerza de apriete, mientras que el factor de seguridad de esfuerzos es el obtenido de los cálculos, considerando la tensión de fluencia del material utilizado (503 MPa para aluminio 7075-T6 [4]).

Factor de seguridad carga	1.4
Factor de seguridad esfuerzos	2.8

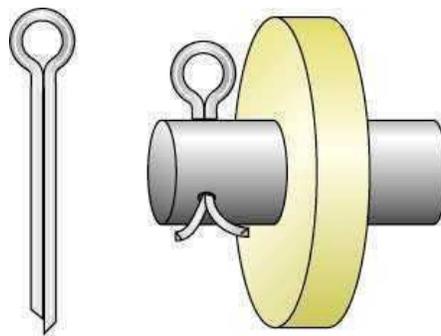
**Tabla 8** - Factores de seguridad de rosca central

## 8.2 Monotuerca central

Una vez obtenidas las dimensiones de la rosca central, queda especificada tanto la rosca externa de la maza como la rosca interna de la monotuerca central. Resta entonces determinar la geometría de esta pieza. Nuevamente, el plano de la llanta [3] trae indicaciones de algunas dimensiones que deben satisfacerse para lograr un buen contacto entre la monotuerca central y la llanta. Estas mismas indicaciones también fueron usadas para determinar los torques de apriete.

El material seleccionado para la monotuerca central, aluminio 7075-T6, persigue el mismo objetivo que el planteado para las mazas: reducción de peso.

Por otro lado, y por razones de seguridad, el reglamento de la competencia establece que los vehículos que empleen un sistema de rosca central en sus conjuntos de rueda deben implementar un sistema adicional de bloqueo, en caso de que la rosca falle. Para cumplir con este requisito se decide implementar un split pin. A modo de ejemplo, la Figura 8 muestra un esquema del uso de este elemento.



**Figura 8** - Esquema de un split pin

La implementación del split pin involucra la necesidad de practicar agujeros, tanto en la maza como en la monotuerca central. En la Figura 9 se muestra la geometría final de la monotuerca central.



**Figura 9** – Monotuerca central

### 8.3 Rosca de sujeción de rodamientos

Los ejes de las mazas que apuntan hacia el lado interno del vehículo también requieren de la implementación de una rosca, la que actúa como sistema de sujeción para los rodamientos de rueda. Se decide emplear una tuerca con contratuerca para generar este ajuste. Nuevamente, las dimensiones de esta rosca serán standard por un motivo de fabricación. El diámetro externo de la rosca macho de la maza viene limitado por el diámetro interno de los rodamientos correspondientes. Como los rodamientos utilizados para las mazas delanteras y traseras son distintos, también serán distintas las respectivas roscas. En la Tabla 9 se muestran las especificaciones de las roscas diseñadas.

Maza	Rosca
Delantera	M55 x 1.5
Trasera	M70 x 1.5

**Tabla 9** - Especificación de roscas para la sujeción de rodamientos

Las dimensiones de las tuercas de sujeción de rodamientos vienen limitadas externamente por los “escalones” recomendados por el fabricante de rodamientos. Como estas piezas no están sometidas a solicitaciones importantes, no se realiza un mayor análisis sobre ellas.

Siguiendo con el objetivo planteado de la reducción de peso, el material seleccionado para las tuercas de sujeción de rodamientos fue aluminio 7075-T6.

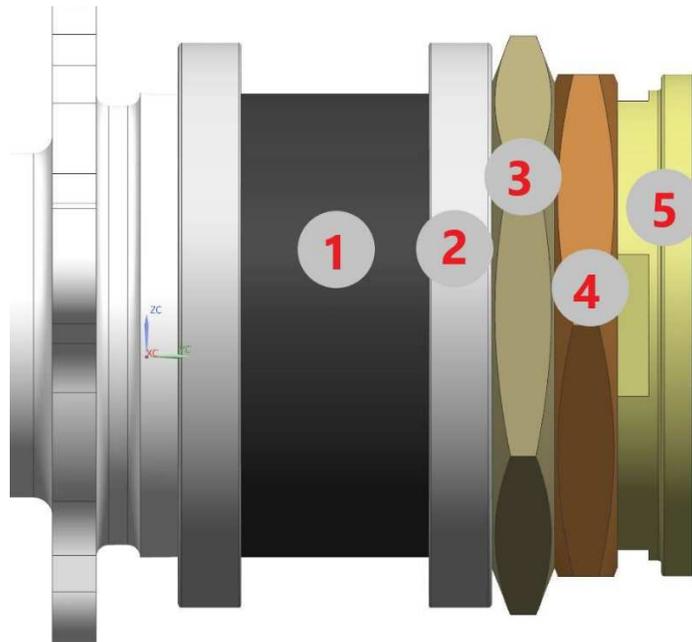
### 8.4 Soporte de fuelle palier

El último elemento diseñado para el conjunto de maza trasera es una pieza que cumpla con la función de dar soporte al fuelle de goma externo del palier. Este fuelle es necesario para sellar la copa de la triceta en la maza trasera, evitando la pérdida de lubricante. En la Parte B se hablará en detalle de la lubricación de las tricetas de los palieres.

El único requerimiento de esta pieza es poseer el escalón recomendado por el fabricante del fuelle. Como las tricetas se utilizan únicamente en las mazas traseras, solamente en ellas es necesaria esta pieza.

Se vuelve a seleccionar aluminio 7075-T6 para la fabricación de estos soportes, siempre considerando la reducción de peso.

La Figura 10 muestra el conjunto de sujeción de rodamientos completo para una maza trasera. La Tabla 10 detalla las distintas piezas presentes en este conjunto.



**Figura 10** - Conjunto de sujeción de rodamientos para maza trasera

Número	Nombre
1	Separador rodamientos maza trasera
2	Rodamientos rueda trasera
3	Tuerca rodamientos maza trasera
4	Contratuerca rodamientos maza trasera
5	Soporte fuelle palier

**Tabla 10** – Piezas del conjunto de sujeción de rodamientos para maza trasera

## 8.5 Anodizado

Cuando se utilizan roscas de aluminio, como es nuestro caso, se recomienda que las piezas estén anodizadas para evitar problemas de engrane en el ajuste de las roscas. Este proceso tiene como característica el aumento de la dureza superficial del material y un incremento de la fricción en el ajuste.

Se decide practicar un anodizado electrolítico de 25 micrones sobre todas las piezas que contengan roscas de aluminio: mazas, monotuerca central, tuercas de sujeción de rodamientos y soporte fuelle palier.

## 9. OREJAS

Las orejas en las mazas son de dos tipos: las de freno y las de los pines localizadores. Para facilitar la visualización de estos elementos se presenta la Figura 11. En esta sección se explicarán las limitaciones que se imponen sobre estos elementos.

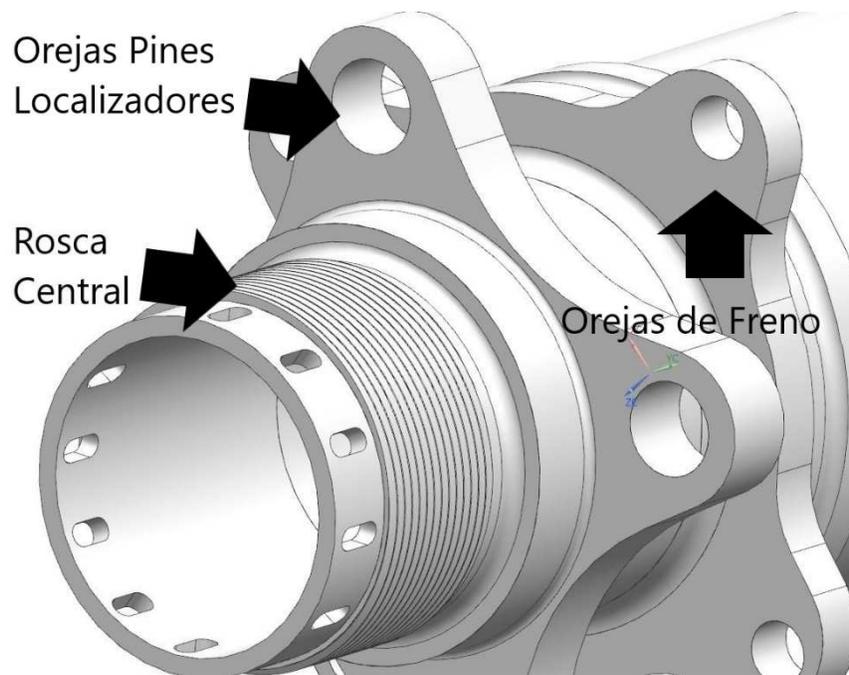


Figura 11 - Detalle de orejas de sujeción

### 9.1 Orejas de freno

Dos de las funciones que deben cumplir las mazas es la de ubicar correctamente a los discos de freno en el cáliper correspondiente y, además, darles soporte mecánico a los discos. Por lo tanto, las restricciones que se imponen sobre el diseño de las orejas de freno tienen que ver con el tipo de disco de freno, el cáliper de freno y el portamaza (el cual es el encargado de posicionar al cáliper). Teniendo en cuenta esto, la posición axial en la cual se deben posicionar estas orejas queda definida por el diseño del correspondiente portamaza. Radialmente, las dimensiones de las orejas de freno tienen que ver con el disco de freno, en particular la ubicación y dimensiones de sus agujeros de montaje.

Se eligió utilizar un disco de freno convencional abulonado a la maza. La ubicación axial de las orejas de freno y la posición radial de los bulones de fijación del disco se determinó teniendo en cuenta el cáliper seleccionado, buscando optimizar el packaging del sistema de freno para el mayor diámetro posible de disco de freno. Se utilizaron cuatro orejas de freno, dispuestas angularmente a 45 grados de las orejas que contienen los pines localizadores para facilitar el mecanizado y el ensamble del conjunto.



Partiendo de las restricciones explicadas, se dibujó una geometría aproximada de las orejas de freno, la cual se optimizó para minimizar su peso y verificó para que soporte los distintos casos de carga a los que están sometidas durante el funcionamiento del vehículo. Este proceso de optimización se explicará en mayor detalle en la sección de cálculo por el método de elementos finitos.

## 9.2 Orejas de pines localizadores

Estas orejas deben cumplir ciertas restricciones impuestas por la llanta [3]. Entre ellas, la distancia radial a la cual deben estar ubicados los agujeros para los pines localizadores, así como sus diámetros.

Como en el caso de las orejas de freno, para el diseño de estas orejas se parte de una geometría que cumpla las restricciones enumeradas y se la optimiza mediante el método de elementos finitos. Las verificaciones de las geometrías finales, así como los resultados tensionales obtenidos para los distintos tipos de análisis, se muestran más adelante.

## 9.3 Pines localizadores

Como se mencionó anteriormente, la principal función de los pines localizadores es transmitir el torque a la rueda en caso de falla en la transmisión del mismo por fricción. Por lo tanto, en caso de actuar, sólo estarán sujetos a esfuerzos de corte.

Por motivos de contacto, se decidió utilizar acero SAE 4340 para estos pines. Este material tiene una tensión de fluencia al corte de 440 MPa (40% de la tensión de fluencia del material, igual a 1100 MPa). La verificación al corte para estas piezas se realiza mediante la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

donde V es el esfuerzo cortante y A es el área transversal de la sección.

Para la verificación de los pines localizadores se toma el mismo caso de carga de frenado utilizado en el cálculo de roscas (ver Sección 6.3.3). Este caso implica una aceleración de frenado de 2.0 g en un vehículo de 272.5 kgf. Se multiplica la masa por la aceleración por la distribución de frenado (60% para el eje delantero) y se la divide por dos (dos ruedas en el eje delantero). El valor resultante, 1603 N, es la fuerza longitudinal aplicada en el parche de contacto del neumático. A este número se lo multiplica por el radio de rueda bajo carga (199.7 mm), obteniéndose el torque que genera el esfuerzo cortante sobre los pines localizadores, 320 N-m. Este torque se divide por la distancia radial de localización de los pines (40 mm, valor definido por las dimensiones de la llanta) y por la cantidad de pines, cuatro. Como resultado se obtiene un esfuerzo de corte V por pin de 2001 N. El área transversal de la sección del pin para un diámetro del mismo de 12 mm (impuesto por la llanta) es de 113 mm<sup>2</sup>. Empleando la fórmula previa, la tensión de corte máxima resulta 17.7 MPa y el factor de seguridad es de 24.9.

Los pines son montados en las mazas mediante un ajuste forzado H7s6 (clavado mediante prensa) para evitar que los mismos puedan salirse.

## 10. CÁLCULO POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Para optimizar la geometría y verificar el correcto funcionamiento de las mazas frente a las cargas a las que se las somete, se realizaron cálculos empleando el método de elementos finitos, utilizando el software Siemens NX.

Para ello, se procedió a idealizar la geometría, poniendo especial atención en el modelado de las zonas más comprometidas de las piezas. Estas resultan ser las orejas (tanto de freno como de pines localizadores) y las pistas de las tricetas. Se estudiaron estas dos secciones por separado, buscando enfatizar la reducción de peso mediante vaciados y cambios en las dimensiones. Las condiciones de borde son también distintas para cada caso de estudio.

### 10.1 Modelo para orejas

Como se explicó en la Sección 6.1, las cargas usadas en los distintos modelos fueron las obtenidas en pruebas en pista realizadas sobre el vehículo FSAE 2012, las cuales son distintas para las mazas delanteras y traseras. Estas cargas se desplazaron desde el parche de contacto del neumático hasta el centro de la llanta (conociendo el offset de llanta). Además, se agregó un modelo para la carga correspondiente al apriete de la monotuerca central.

Entre los casos de carga analizados se encuentran (todos sin y con carga de apriete):

- Frenado
- Frenado y curva
- Aceleración
- Aceleración y curva
- Curva

Además, los casos mencionados se estudiaron para distintas posiciones de aplicación sobre las mazas (girando las cargas un cierto ángulo). Se buscó optimizar la geometría de las orejas mediante un proceso iterativo. Esto implicó ir modificando distintas dimensiones de las orejas, principalmente su espesor, pero también su forma (siempre respetando todas las restricciones de las cuales se habló en la Sección 9), y comprobando que las tensiones alcanzadas en las distintas zonas de las piezas no superen los valores de tensiones admisibles.

Este modelo también buscó verificar que:

- La fricción entre la llanta y la maza se mantiene para las distintas situaciones de carga.
- Las orejas de freno no fallen.
- Los agujeros de los pines localizadores no fallen en caso de que se pierda la fricción y éstos deban transmitir el torque a la rueda.



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgillo

Aprobó: FR

Es importante destacar que el modelo utilizado recorta ciertas secciones de las mazas que no son consideradas de importancia para los resultados buscados. Específicamente, se recortan los extremos de las mazas (parte de la rosca central y parte de las pistas de las tricetas), las cuales no son de interés. Al mismo tiempo, se simplifica la geometría, por ejemplo, quitando los detalles de las roscas y dejando solamente el diámetro menor de éstas como sección a mallar. Las razones por las que se realizan estos cambios tienen que ver con la calidad de las soluciones obtenidas. Por un lado, se disminuye el tiempo de cálculo necesario para obtener una solución y, por el otro, se disminuye el error en la simulación.

Las mallas utilizan elementos 3D TETRA10, con mayor densidad de éstos en las secciones donde se requiera (zonas de interés y concentradores de tensiones). Estos elementos son de forma tetraédrica, permitiendo modelar más fácilmente la geometría de la pieza. El 10 indica la cantidad de nodos por elemento e implica también una formulación cuadrática, por lo que la convergencia del modelo es más rápida.

También se emplean elementos 1D (rigid-links RBE3) para transmitir momentos desde el centro de la rueda a la superficie de contacto entre la llanta y la maza (donde van montados los pines localizadores). Estos elementos facilitan la conversión de momentos desde un punto, el centro de llanta, hacia los distintos nodos de los elementos correspondientes en la superficie de contacto. Una explicación simplificada de su funcionalidad sería que obtienen la fuerza correspondiente en un nodo como el producto entre el momento respecto de un punto y el brazo de palanca (la longitud del rigid-link).

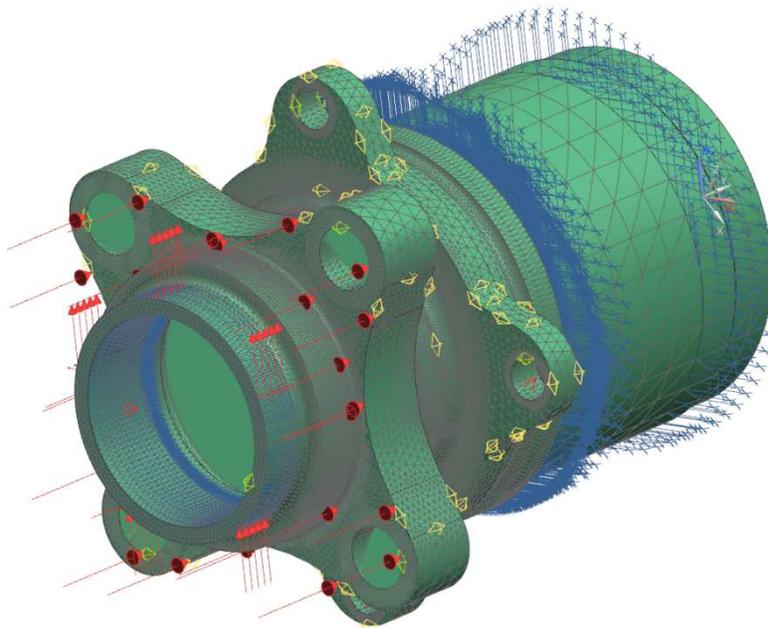
Estos dos tipos de elementos tienen la ventaja de estar ya programados dentro del software Siemens NX, facilitando su implementación. Este software también cuenta con distintas funciones que permiten aumentar la densidad de elementos, siguiendo distintos tipos de patrones, en aquellas zonas donde se requiera. En este proyecto estas densidades mayores de elementos se implementaron en las zonas donde se encontraban las mayores tensiones, como radios, ángulos y agujeros (concentradores de tensiones).

Con respecto a las condiciones de borde implementadas, la combinación que se utiliza varía según el tipo de análisis que se realice. A continuación, se enuncia cada tipo de condición de borde utilizada:

- Restricciones a desplazamientos perpendiculares a los ejes de los apoyos de los rodamientos
- Restricciones a desplazamientos perpendiculares a los ejes de los agujeros de las orejas de freno
- Restricciones a desplazamientos perpendiculares a los ejes de los agujeros de las orejas de los pines localizadores
- Restricción a desplazamientos axiales en la zona de la rosca central

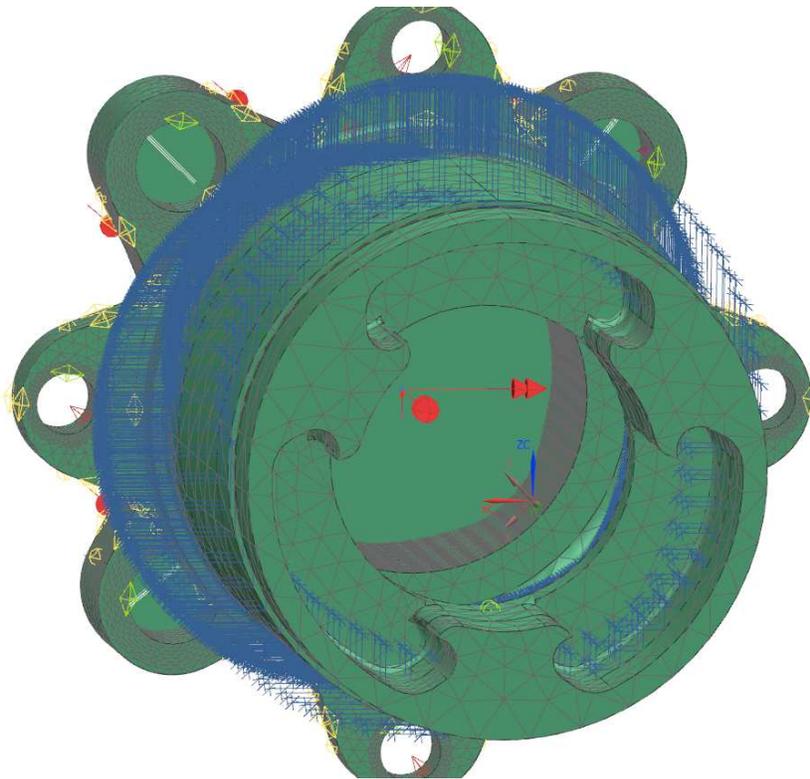
Se aclara que el proceso de mallado lleva sus propias consideraciones y que la malla finalmente obtenida busca un criterio de “prolijidad”. La objetividad de este criterio tiene que ver con el valor de error que se obtiene luego de realizar el cálculo de elementos finitos. Para verificar la convergencia del modelo se usó el método de energía de deformación de Zienkiewicz–Zhu (también conocido como estimación de error ZZ), buscando alcanzar un error global menor al 10% para los modelos realizados. Este tipo de cálculo ya está programado dentro del software Siemens NX, facilitando su implementación. Para mayores detalles sobre este método se recomienda la referencia [18].

La Figura 12 muestra un ejemplo de malla y condiciones de borde utilizadas para el análisis de las orejas de soporte de los pines localizadores para la maza trasera. Se puede apreciar el color verde que se presenta dentro de la maza. Este representa la red de elementos 1D RBE3 que van desde el centro de la rueda a la superficie de contacto entre la llanta y la maza. En esta figura también pueden apreciarse las fuerzas lineales, representadas por las flechas rojas. Para cada caso correspondiente, se estableció como superficie de aplicación de estas fuerzas lineales a la cara en contacto con la llanta para aquellas fuerzas que tuvieran dirección paralela al eje de la maza (entre las que se encuentran las cargas de apriete), y a la superficie de montaje de la monotuerca para aquellas fuerzas con dirección perpendicular al eje de la maza. Los valores de las fuerzas para los distintos modelos se obtuvieron de la manera explicada en la Sección 6.2. Se debe tener en cuenta que los modelos para las mazas delanteras y traseras son distintos (dimensiones y cargas distintas). Para resolver los modelos se utilizó el solver Siemens NX-NASTRAN. En el Anexo B al final de este informe se presentan imágenes con las mallas y condiciones de borde utilizadas para los distintos casos de carga descritos previamente, junto con sus respectivos resultados.



**Figura 12** - Malla para análisis de elementos finitos de maza trasera

Como se explicó anteriormente, el traslado de las fuerzas desde el centro del parche de contacto del neumático al centro de la llanta correspondiente genera la aparición de distintos momentos. La Figura 13 muestra la manera en que se cargan al modelo los momentos respecto al centro de llanta mediante la implementación de los elementos 1D RBE3. Se observan flechas con doble punta, las cuales representan las cargas de momento.



**Figura 13** - Carga de momentos con elementos 1D RBE3 para maza trasera

## 10.2 Modelo para copa de triceta en maza trasera

Para este estudio, la sección a modelar consiste simplemente en la copa de la triceta. El resto del sólido de la maza no se tiene en cuenta. Esto tiene la ventaja, como se explicó en la sección anterior, de agilizar la velocidad con la que se obtiene la solución de la simulación y de mejorar su calidad.

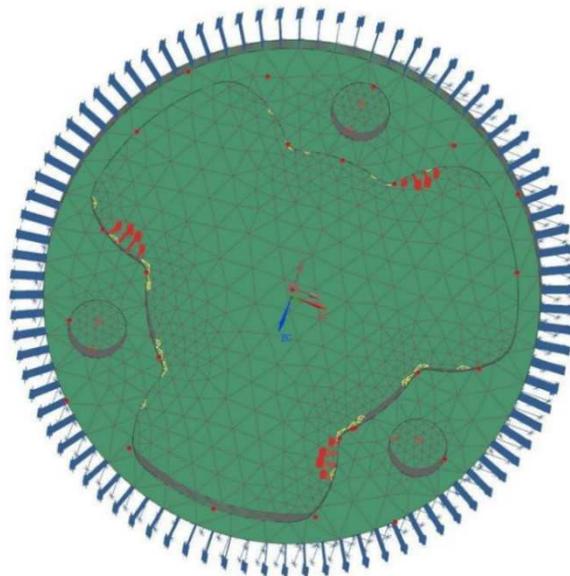
Las cargas que se emplearon para este modelo provienen del cálculo del torque máximo alcanzable por rueda, 320.2 N-m, asumiendo una condición de no patinamiento del neumático. Un procedimiento más detallado de cómo se obtiene este torque se detalla en la Parte B de este informe, donde se discute el diseño de los palieres del vehículo FSAE 2019. Una vez que se obtiene dicho torque, éste es multiplicado por un factor de seguridad, el cual, para este caso, fue de 1.4.

En este modelo, a diferencia del explicado previamente, para convertir el momento a los respectivos esfuerzos aplicados en los nodos no se emplearon los elementos 1D RBE3, sino que se hizo manualmente la operación de momento sobre distancia. Esta distancia resulta de aquella a la que se encuentran los dados de la triceta, que son los que entran en contacto con las pistas en la maza, con respecto al centro de rueda. Para la triceta elegida (ETMA TR1036E), esta distancia se toma como 25 mm. Tomando el torque máximo estipulado de 320 N-m, multiplicándolo por el factor de seguridad de 1.4 especificado y dividiéndolo por dicha distancia y el número de dados en la triceta (tres), se obtiene la carga empleada (5973 N). Además, se implementó una de las funciones que ofrece el software Siemens NX, la cual permite distribuir dicho esfuerzo con una forma parabólica (bearing load) en la cara de contacto, que corresponde a una aproximación más certera del caso real.

De forma similar al modelo anterior, se utilizan los elementos 3D TETRA10 por las mismas razones previamente enunciadas. También se utiliza el método de estimación de error ZZ para comprobar la convergencia del modelo.

Con respecto a las condiciones de borde, se restringieron en la cara externa de la maza trasera los desplazamientos en sentido radial, representando la presencia de los rodamientos de rueda. Además, se restringen en la zona trasera de la maza los desplazamientos en sentido axial.

Se recuerda que este análisis tiene como objetivo verificar el correcto funcionamiento de las pistas de las tricetas, así como obtener las dimensiones de los vaciados posibles que no condicionen el correcto funcionamiento de la maza trasera. La Figura 14 presenta la malla, cargas y condiciones de borde utilizadas para resolver este análisis.



**Figura 14** – Malla, cargas y condiciones de borde para copa de triceta de la maza trasera

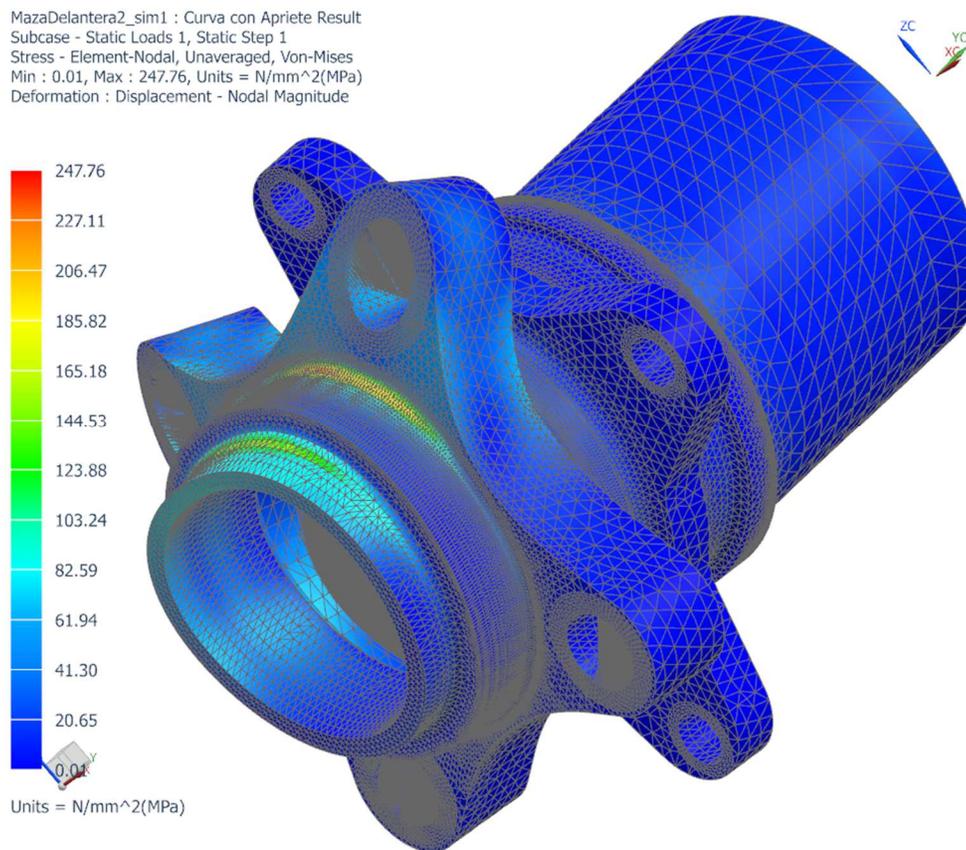
## 11. RESULTADOS DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

### 11.1 Resultados para el estudio de las orejas

Como ya se explicó, el objetivo principal del análisis era determinar las dimensiones para las orejas que resultaran en el menor peso posible y que cumplieran satisfactoriamente los requerimientos funcionales. A continuación, se detallará el resultado obtenido para los casos en el que se obtuvieron las mayores tensiones (casos más comprometidos), tanto para la maza delantera como para la trasera. Se anexa, al final de este informe, todos los resultados obtenidos para los casos de interés.

#### 11.1.1 Maza delantera

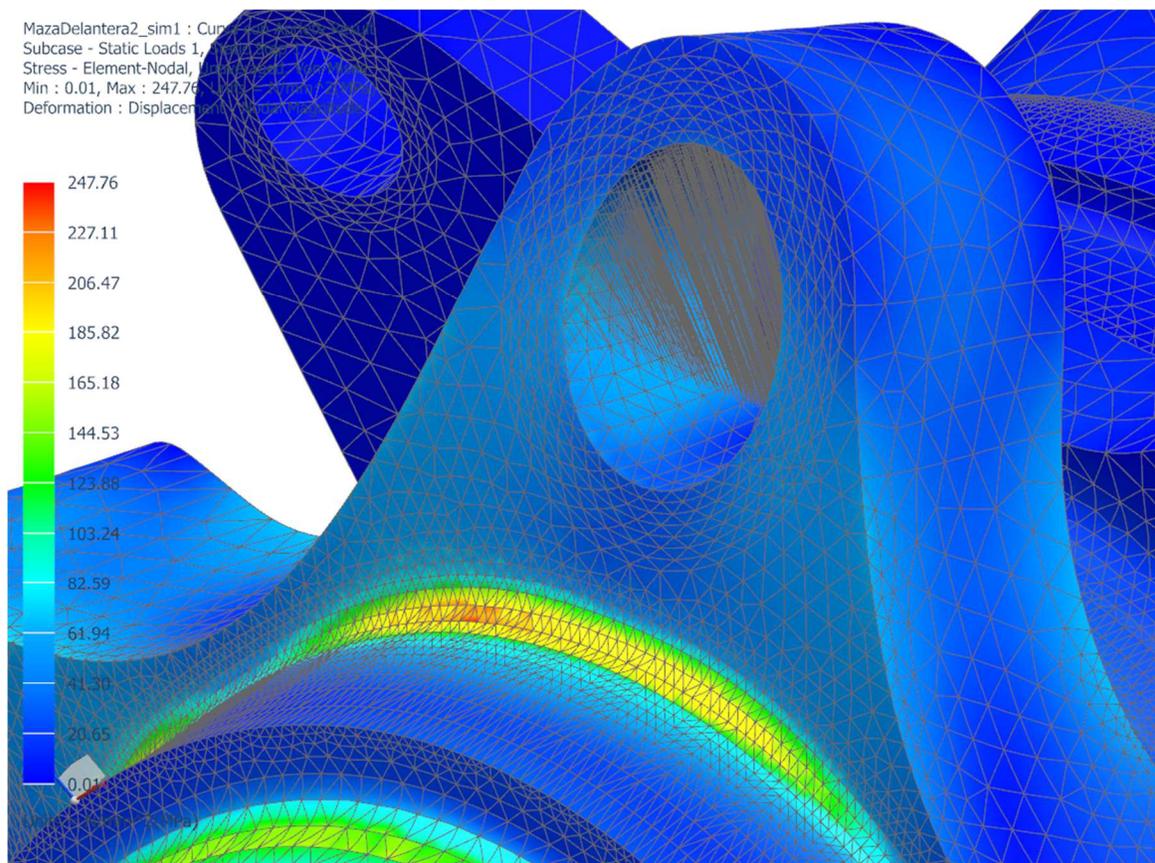
En la Figura 15 se presenta la distribución de tensiones de Von Mises y las deformaciones obtenidas por el método de elementos finitos para el caso de curva, en el que se registraron las mayores tensiones en la maza delantera.



**Figura 15** - Tensiones de Von Mises en modelo de curva para maza delantera

Las mayores tensiones se registran en la zona de las bases de las orejas de los pines localizadores. La Figura 16 muestra un detalle de la distribución de tensiones en esta zona. Se puede notar que los valores obtenidos son menores que en la maza trasera (ver sección siguiente), pero, debido a que la llanta es la misma para los ejes delantero y trasero, se mantienen las dimensiones obtenidas para la maza trasera para unificar la fabricación de las piezas.

El factor de seguridad que resulta de este análisis, obtenido a partir de dividir la tensión de fluencia del material utilizado (503 MPa) [4] por la tensión máxima de 248 MPa, es de 2.0.

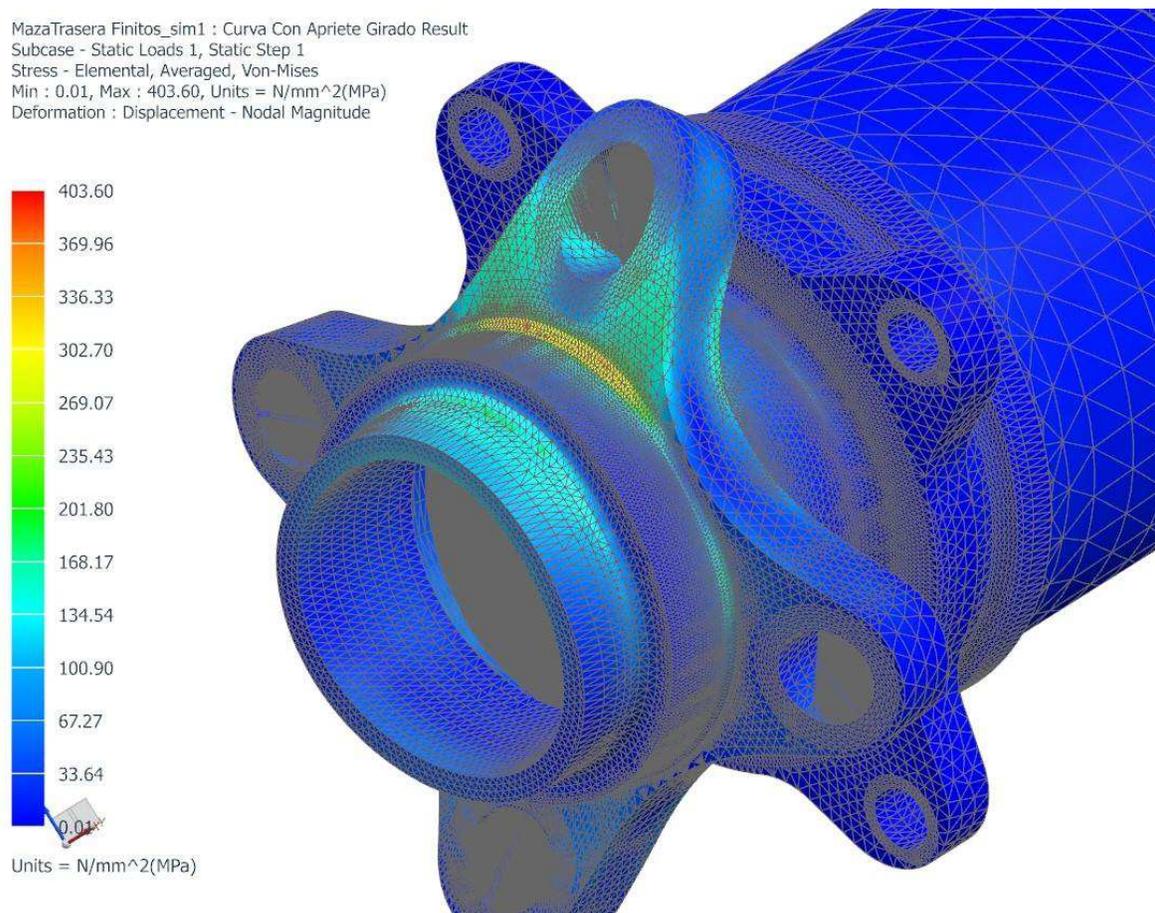


**Figura 16** - Detalle de tensiones en orejas de pines localizadores en modelo de curva para maza delantera

Al final de este informe se anexan las soluciones para los otros casos de carga analizados sobre la maza delantera.

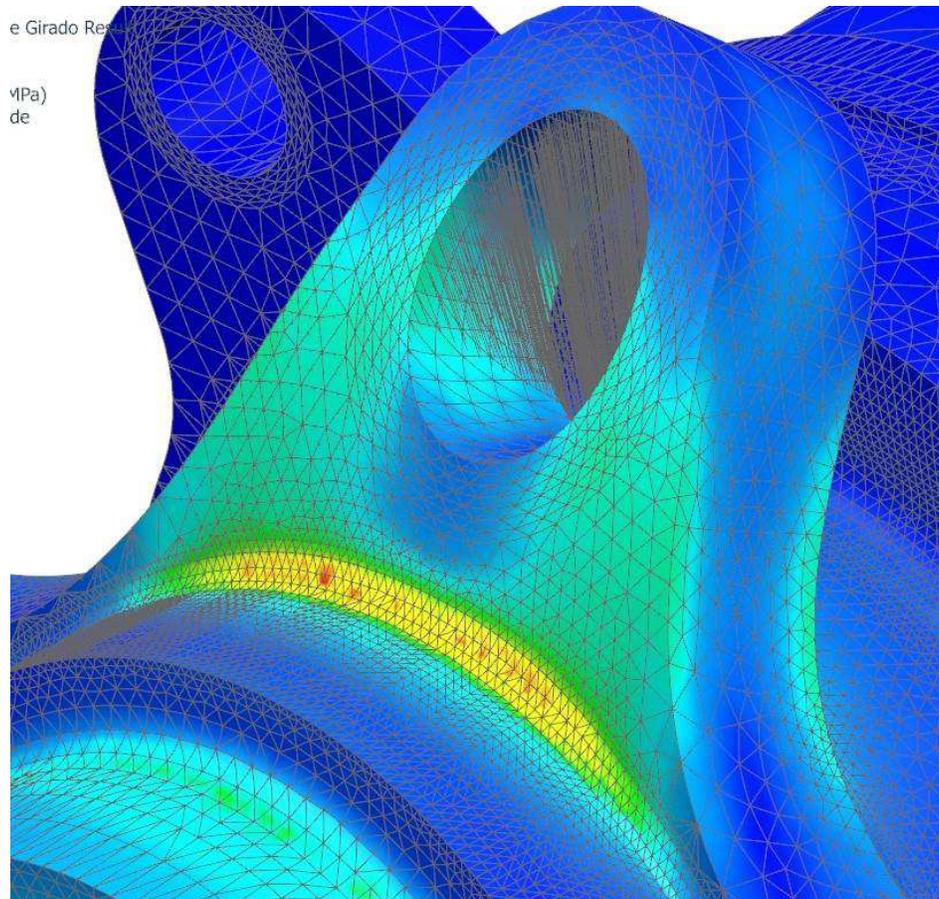
### 11.1.2 Maza trasera

En la Figura 17 se presenta la distribución de tensiones de Von Mises y las deformaciones obtenidas por el método de elementos finitos para el caso de curva, en el que se registraron las mayores tensiones en la maza trasera.



**Figura 17** - Tensiones de Von Mises en modelo de curva para maza trasera

La Figura 18 muestra un detalle de la zona más comprometida, correspondiente a la base de las orejas, donde los radios presentes actúan como importantes concentradores de tensiones. Se aclara que estos radios no son una dimensión modificable, sino que vienen especificados por el fabricante de la llanta.

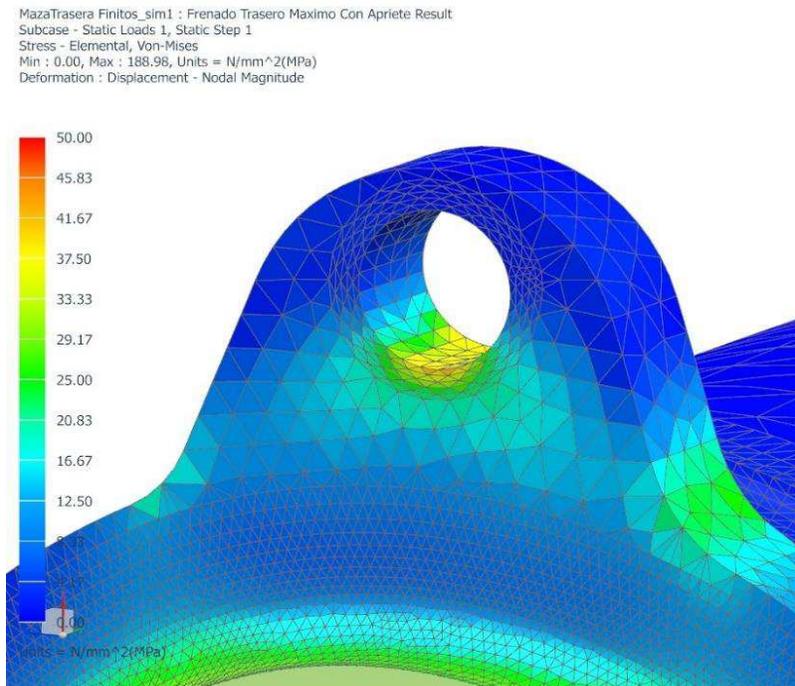


**Figura 18** - Detalle de tensiones en orejas de pines localizadores en modelo de curva para maza trasera

Como puede observarse, la tensión de Von Mises máxima obtenida en el modelo es de 403 MPa. Teniendo en cuenta las características del material [4], su resistencia a la fluencia es de 503 MPa. Esto implica un factor de seguridad de 1.2.

### 11.1.3 Modelo de frenado

En la Figura 19 se presenta la distribución de tensiones de Von Mises obtenida para las orejas de freno en un modelo de frenado para la maza trasera. En ella puede observarse el bajo nivel de tensiones obtenido, garantizando su correcto funcionamiento. Debido a las dificultades de fabricación que se presentan al intentar hacer mayores cambios sobre estas orejas, se decide dejar estas dimensiones como finales.



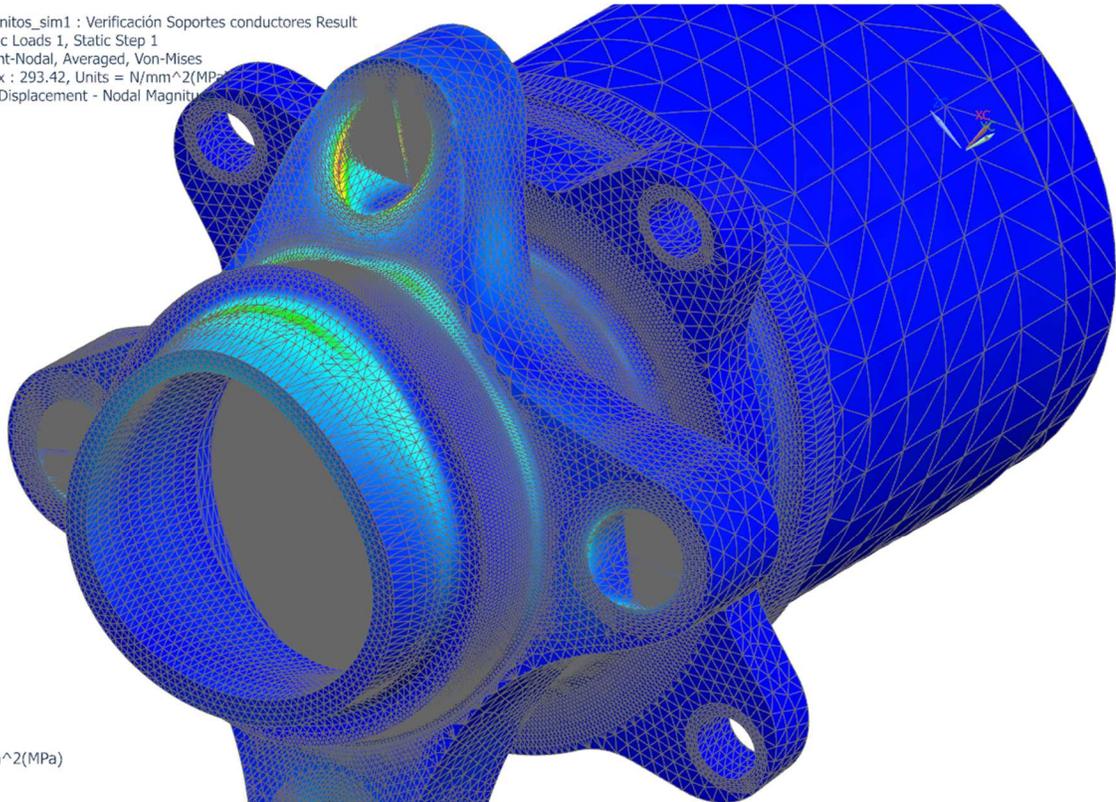
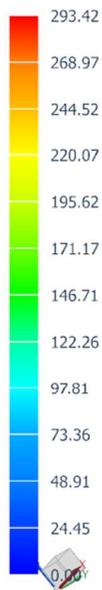
**Figura 19** - Tensiones de Von Mises en orejas de freno en modelo de frenado para maza trasera

### 11.1.4 Verificaciones

A continuación, se mostrarán los resultados para las verificaciones realizadas sobre los agujeros de los pines localizadores y luego las hechas para comprobar la correcta transmisión de las cargas de fricción.

Para el primer estudio, hecho para el caso de carga de curva sobre la maza trasera, se planteó una condición límite mediante la restricción de los desplazamientos perpendiculares a los ejes de los agujeros de los pines localizadores, pero no axiales (simulando que la llanta y los pines son mucho más rígidos con respecto a la maza). Esta restricción lleva a resultados donde las tensiones serían mayores que las reales, además de asumir que la carga ya no sería transmitida por fricción, sino por los pines. Por lo tanto, se asume que, si el modelo planteado satisface los requerimientos tensionales, la pieza no debería tener problemas para transmitir el torque de esta manera. La Figura 20 muestra la distribución de tensiones de Von Mises que se obtuvieron en este análisis.

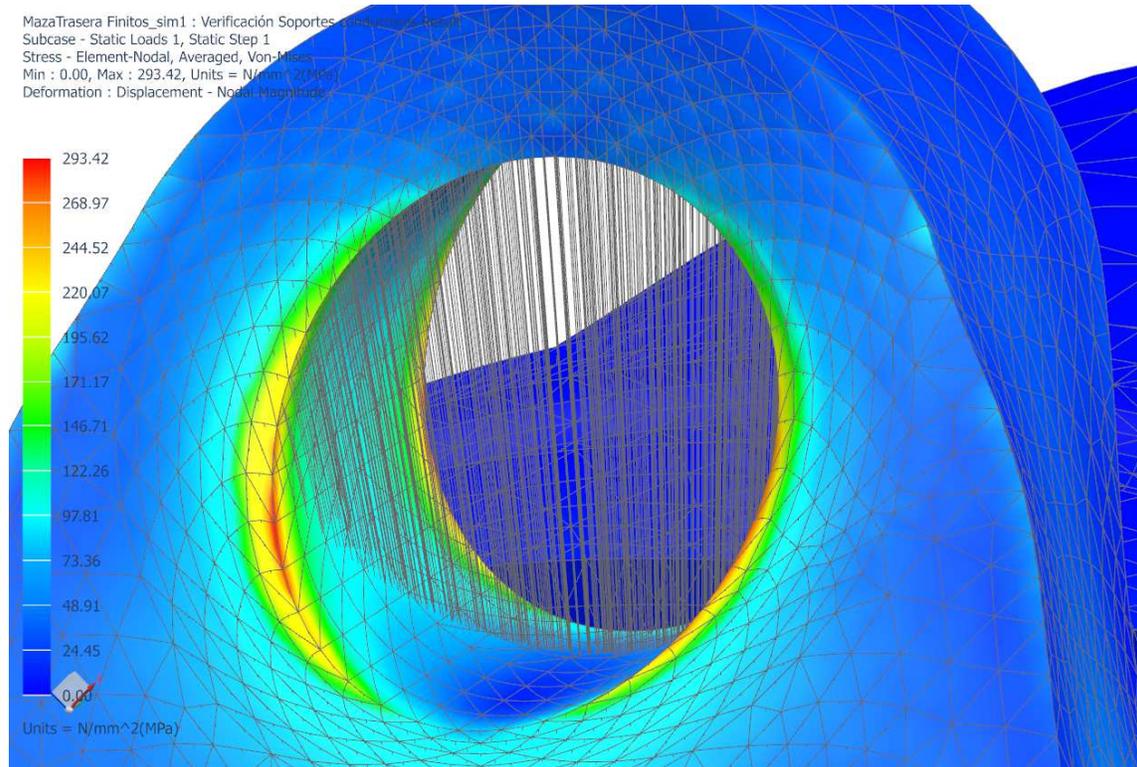
MazaTrasera Finitos\_sim1 : Verificación Soportes conductores Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.00, Max : 293.42, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



**Figura 20** - Tensiones de Von Mises en agujeros de pines localizadores en modelo de curva para maza trasera

La Figura 21 muestra un detalle sobre cómo se reparten las tensiones alrededor de los agujeros de los pines localizadores. Como era de esperar, las tensiones son máximas en los bordes del agujero, donde se encuentra la mayor concentración de tensiones. Con respecto a los niveles numéricos obtenidos, se puede ver que los valores rondan los 294 MPa. Teniendo en cuenta la tensión de fluencia del material de 503 MPa, se calcula un valor de 1.7 para el factor de seguridad. Esto representa una solución satisfactoria para este modelo, asegurando su correcto funcionamiento.

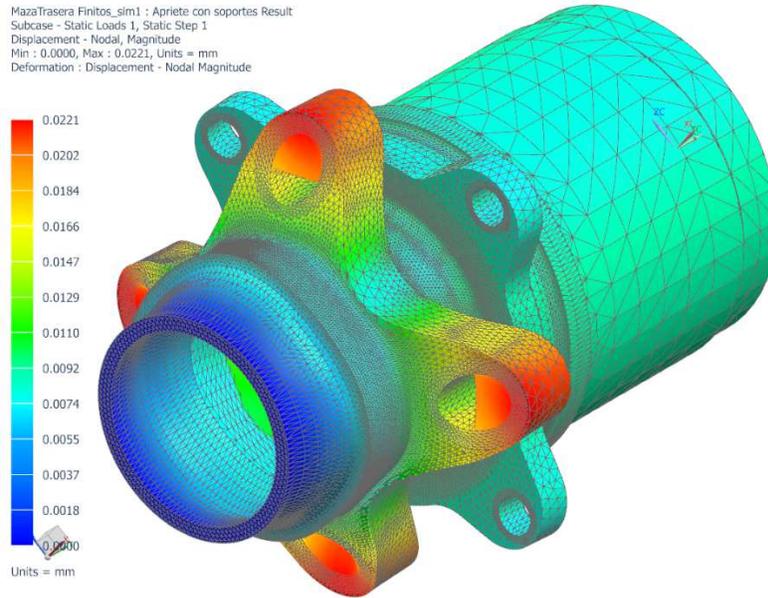
Una conclusión interesante de este estudio es que, al incluir esta nueva restricción, el nivel tensional general de la maza disminuye para un mismo nivel de carga (caso de curva), en especial el nivel de tensiones obtenido en la base de las orejas. Esto indica que las tensiones reales que se presentarían en esta zona deberían ser menores que aquellas mostradas en la Sección 11.1.2.



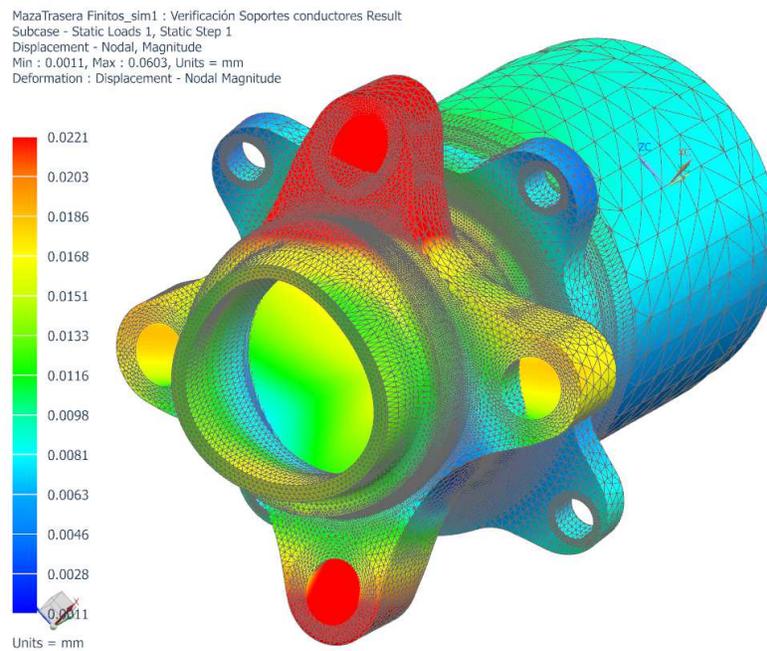
**Figura 21** – Detalle de agujero de pin localizador en modelo de curva para maza trasera

Por otro lado, también se buscó verificar que el apriete se mantuviera durante el funcionamiento de la maza. Para ello, se compararon los desplazamientos obtenidos en el caso de apriete contra los desplazamientos obtenidos en los distintos casos de carga. Se buscó que la mayoría de las orejas no tuvieran deflexiones menores a las requeridas por el apriete.

La Figura 22 muestra las deflexiones obtenidas para el caso de apriete, fijando los desplazamientos perpendiculares a los ejes de los agujeros de los pines localizadores. La Figura 23 muestra los resultados de deflexión obtenidos para el caso de curva, el más comprometido. Ambos casos son analizados sobre la maza trasera. La escala de estos resultados se limitó al valor máximo obtenido en el caso de apriete, para poder comparar más fácilmente los resultados. Observando dichas figuras se verifica que para el caso de curva una de las orejas se encuentra aún con mayor apriete (aproximadamente el triple), otras dos con una deflexión similar (y por lo tanto un apriete similar) y la última sin apriete.



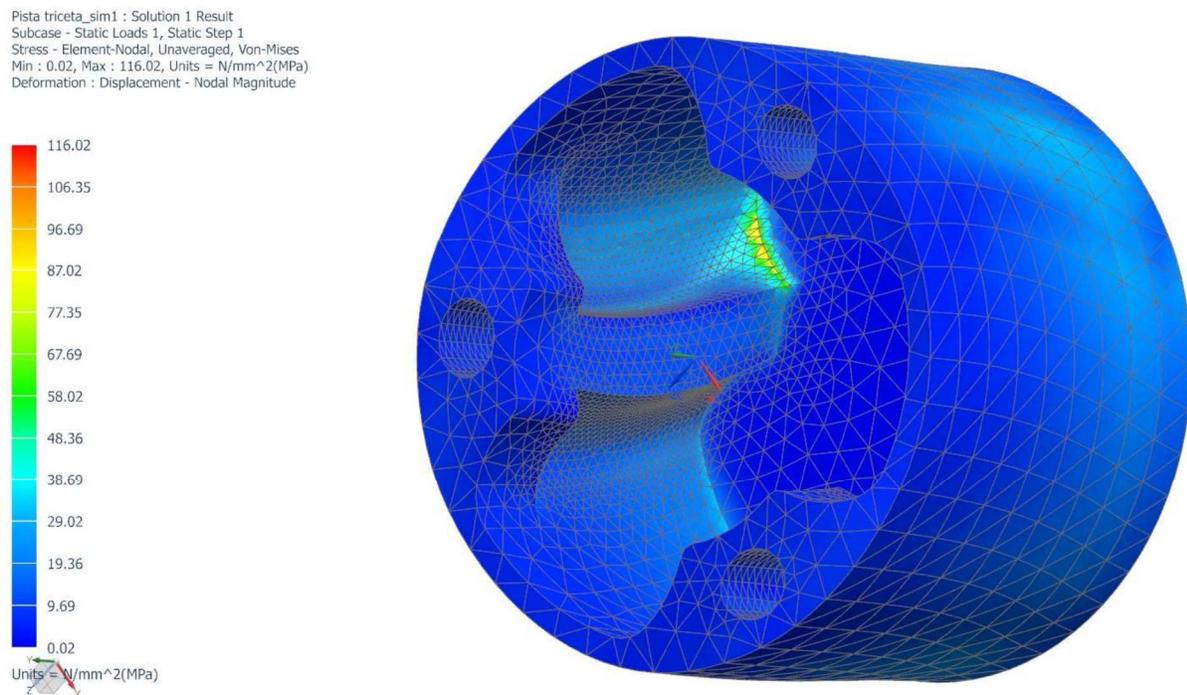
**Figura 22** - Desplazamientos en modelo de apriete para maza trasera



**Figura 23** - Desplazamientos en modelo de curva para maza trasera

### 11.2 Resultados para copa de triceta en maza trasera

En la Figura 24 se presenta la distribución de tensiones en la zona de las pistas de la triceta. Aquí, el análisis permitió establecer el tamaño permisible de los vaciados, apreciables en la misma figura. Como se mencionó previamente, estos vaciados buscan disminuir el peso de la pieza, sin comprometer su funcionamiento. Puede observarse una baja sollicitación mecánica. Sin embargo, debido al nivel de deformaciones obtenido y considerando que la zona en consideración contiene adheridos a los insertos que funcionan como pistas de las tricetas, se decide no seguir aumentando el tamaño de dichos vaciados. Por otro lado, el tamaño final de los mismos viene dado por las limitaciones de fabricación (herramientas disponibles). Teniendo en cuenta la tensión de fluencia del material, el factor de seguridad resultante para este análisis es de 3.7.



**Figura 24** - Tensiones de Von Mises para copa de triceta de la maza trasera

## 12. CÁLCULO DE FATIGA

El cálculo de fatiga se realizó siguiendo el procedimiento explicado en la referencia [10]. Dicho procedimiento requiere primero obtener las tensiones en las regiones a estudiar de la pieza. Para ello se utilizaron las tensiones obtenidas por el modelo de elementos finitos mostrado previamente. Sin embargo, estas tensiones deben modificarse según factores de concentración para fatiga, que resultan distintos que para casos estáticos. El cálculo se realizó sobre la zona más comprometida de la maza, que resulta ser los bordes de las orejas de soporte de los pines localizadores (zona de concentración de tensiones).

Por otro lado, el cálculo requiere de la estimación de la resistencia a la fatiga del material. Para el caso del material utilizado (aluminio 7075-T6), el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria se determina experimentalmente. La Figura 25 muestra la curva S-N del material en cuestión.

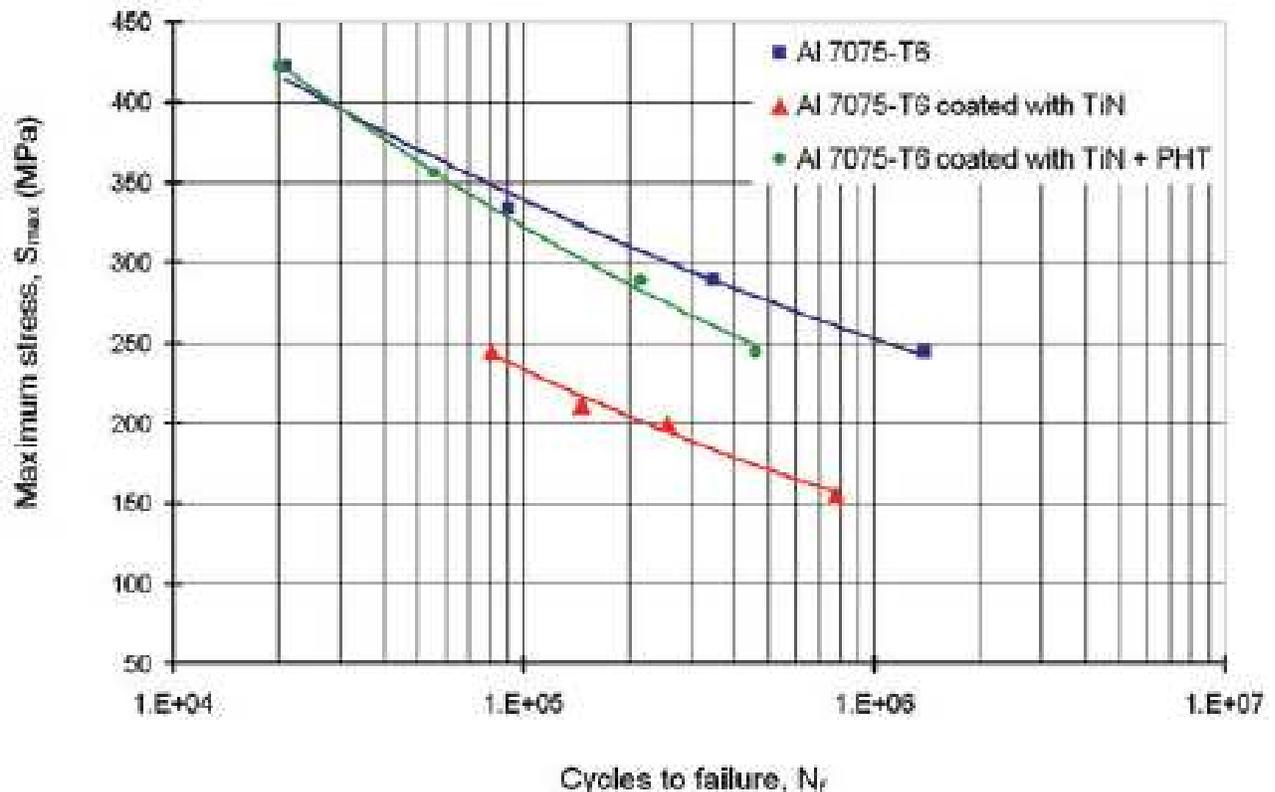


Figura 25 - Diagrama S-N para aluminio 7075 T6 [19]



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgillo

Aprobó: FR

Debido a que la muestra para el ensayo en laboratorio en máquina rotativa para determinar los límites de resistencia a la fatiga se prepara con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas, es necesario realizar una corrección, para lo cual se utiliza la ecuación de Marín. Esta implica el cómputo de diversos factores que contemplan, por ejemplo, el tipo de carga a la que está sometida (flexión, torsión o tracción), la terminación superficial, la temperatura de trabajo de la pieza, entre otros. Además, esta ecuación agrega un factor de confiabilidad que indica, siguiendo una distribución normal, la probabilidad que el material tenga la resistencia calculada.

Para verificar la resistencia a la fatiga se aplicó el criterio de Gerber para vida infinita, además de comprobar que se cumpliera el criterio estático de Langer. Los valores obtenidos para los factores de seguridad correspondientes, teniendo como input del problema el caso de carga dinámico más comprometido como el caso de curva para la maza trasera, son de 1.2 y 1.9 respectivamente. Además, se debe tener en cuenta que estos factores de vida infinita proponen tiempos de uso significativamente mayores a los esperados para el vehículo en cuestión. Por lo tanto, si el factor de seguridad es mayor que la unidad indica que la pieza no fallará por fatiga por una cantidad de ciclos mayor a la estimada como vida útil.

La planilla de cálculo de Excel utilizada corresponde a la referencia [20], donde se encuentra el detalle de todo el proceso de cálculo.

### 13. CONJUNTOS MAZA

#### 13.1 Maza delantera

Como principal diferencia, la maza delantera no transmite potencia motriz, por lo que no requiere triceta ni pista para ella. Esto permite que sus dimensiones radiales sean menores, implicando el uso de distintos rodamientos y roscas. También es una pieza sometida a menores cargas, por lo que su peso resulta ser menor en comparación con la trasera. Sin embargo, al utilizarse la misma llanta y el mismo sistema de freno, el tamaño radial de las orejas es el mismo.

En la Figura 26 se muestra el conjunto de maza delantera sin llanta. La Tabla 11 especifica los pesos de las distintas partes y el peso total del conjunto.

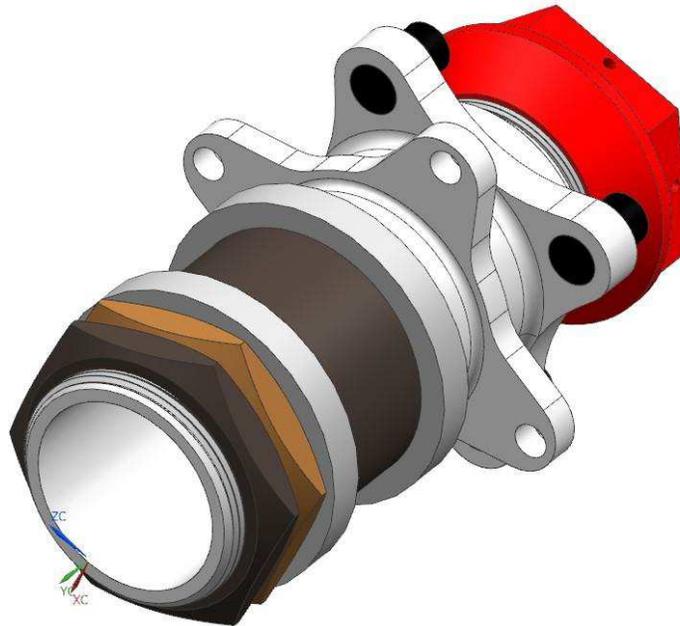


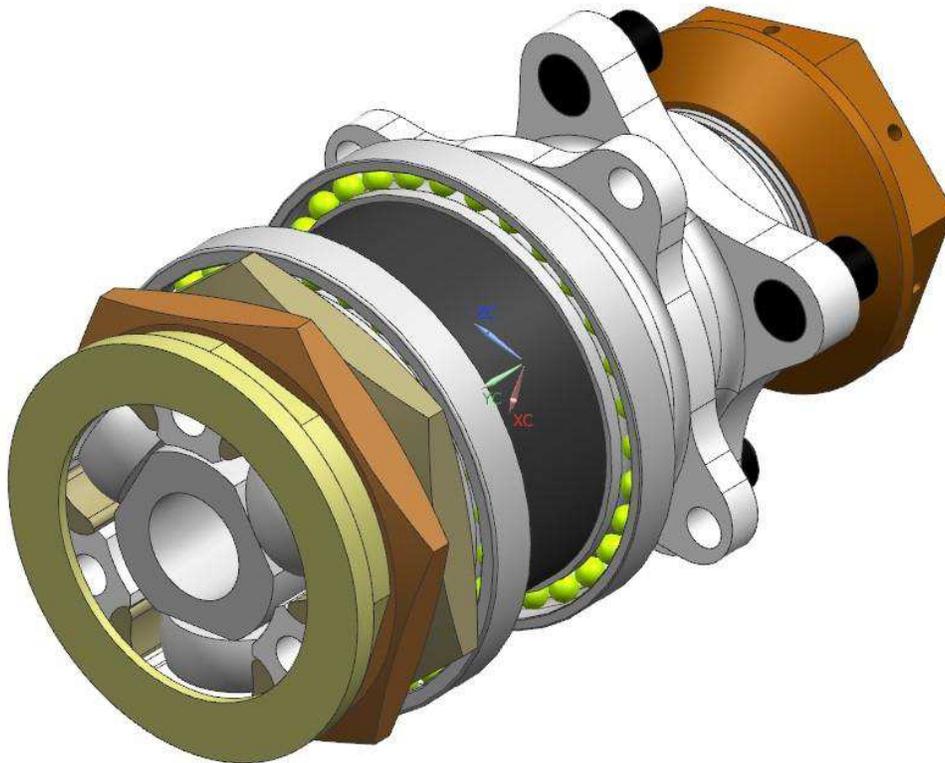
Figura 26 - Conjunto maza delantera

Pieza	Peso [grf]
Maza delantera	430
Pines localizadores x4	19 c/u
Rodamiento rueda delantera - SKF 61811 x2	83 c/u
Separador rodamientos maza delantera	125
Tuerca y contratuerca rodamientos maza delantera M55	31 c/u
Monotuerca central M48	91
<b>TOTAL</b>	<b>950</b>

Tabla 11 - Pesos componentes conjunto maza delantera

### 13.2 Maza trasera

La maza trasera, al ser la que recibe el torque del motor, debe contener internamente las pistas de la triceta. Esto hace que sus dimensiones sean mayores que las de la maza delantera. Como se indicó en el objetivo de este informe, la reducción del peso de los componentes del vehículo es la principal meta de este proyecto. De acuerdo con lo desarrollado en la sección de análisis por elementos finitos, se buscó minimizar el volumen final de la maza sin comprometer su funcionamiento, reduciendo las dimensiones de la pieza donde fuera posible e introduciendo operaciones de vaciado. En la Figura 27 se presenta el conjunto final obtenido para la maza trasera.



**Figura 27** - Conjunto maza trasera sin llanta

La Tabla 12 especifica las distintas piezas que conforman el conjunto de la maza trasera y sus respectivos pesos. La Figura 28 muestra el conjunto de la maza trasera ensamblado en la llanta.

Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgillo

Aprobó: FR

Pieza	Peso [grf]
Maza trasera	553
Pines localizadores x4	19 c/u
Insertos pista triceta x6	14 c/u
Rodamiento rueda trasera - SKF 71814 x2	130 c/u
Separador rodamientos maza trasera	191
Tuerca y contratuerca rodamientos maza trasera M70	48 c/u
Monotuerca central M48	91
Soporte fuelle palier	37
Tapa triceta	13
Triceta	240
<b>TOTAL (sin triceta)</b>	<b>1401</b>

Tabla 12 - Pesos componentes conjunto maza trasera

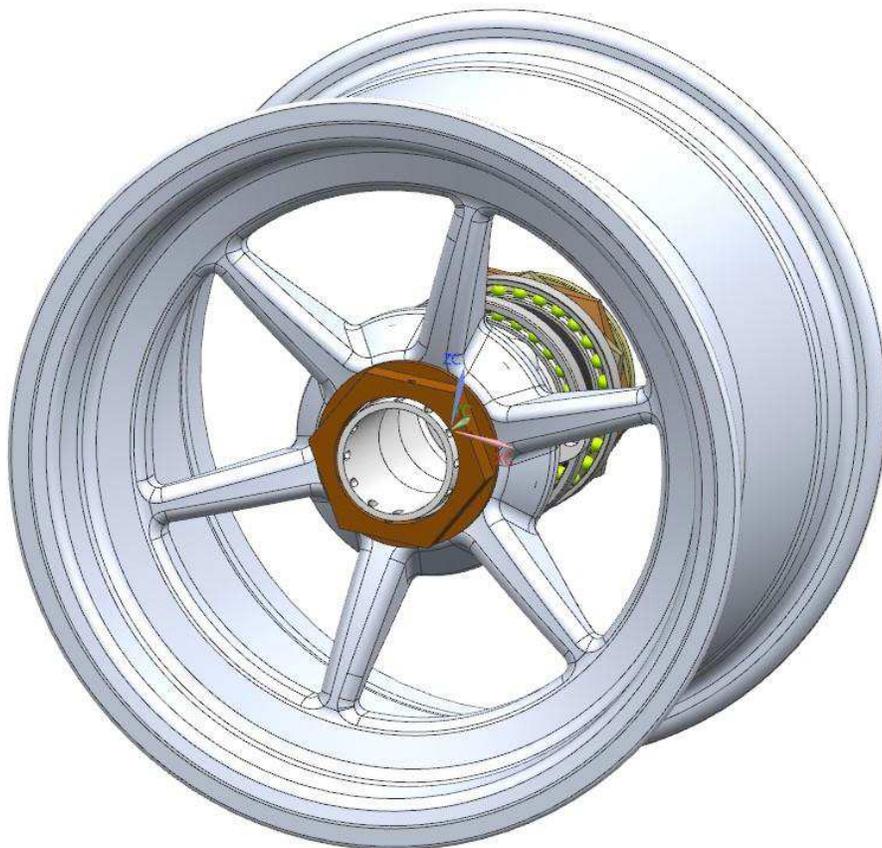


Figura 28 - Conjunto maza trasera con llanta

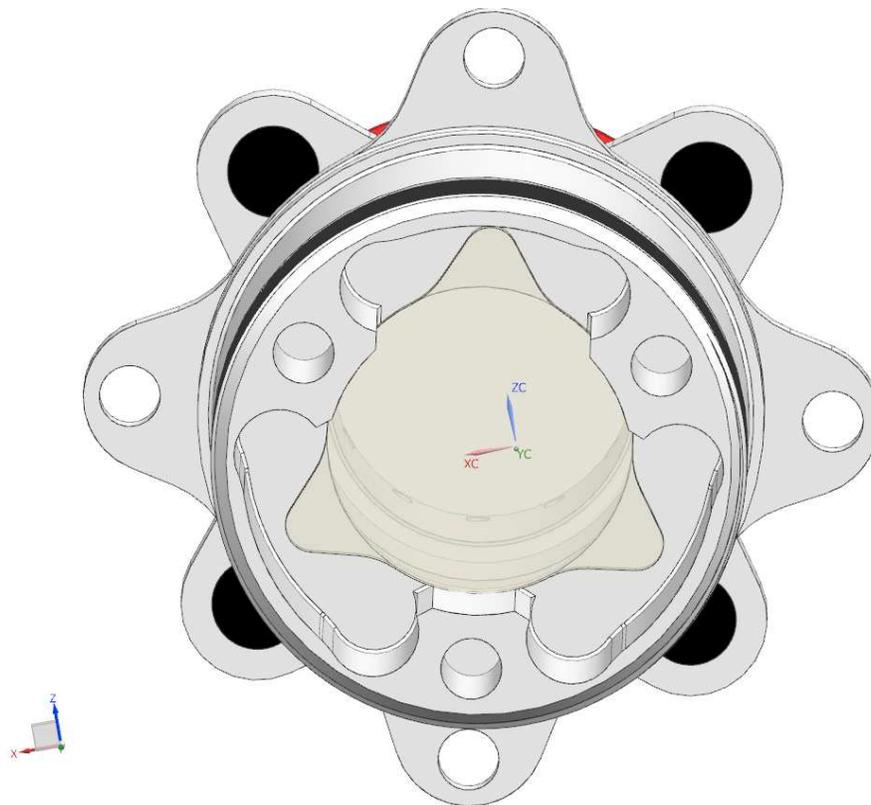
### 13.2.1 Lubricación y tapa de triceta

Las pistas de las tricetas en las mazas traseras necesitan lubricación para su correcto funcionamiento. Para cumplir con este requerimiento se seleccionó una grasa a base de disulfuro de molibdeno: Molykote BR2 Plus de Molysil [21].

Además, para evitar contaminación externa, se necesita aislar esta zona. Para evitar complicaciones en la fabricación, se toma la decisión de hacer la maza trasera hueca y colocarle una tapa, y no hacerla como parte de la misma pieza. Esta tapa cierra el acceso del alojamiento de la triceta al lado externo del vehículo.

En la Figura 29 se puede ver la geometría de esta tapa, así como su ubicación en el conjunto. Para unir la tapa a la maza se utiliza el mismo adhesivo que el usado para los insertos que funcionan como pistas de las tricetas [6].

Como se mencionó en la Sección 8.4, del lado interno de la maza se coloca un fuelle de goma similar a los utilizados en las juntas homocinéticas tradicionales.



**Figura 29** - Detalle de tapa de triceta y su ubicación



## Parte B – Palieres

### 14. MÉTODO Y RECURSOS UTILIZADOS

Como se mencionó en el objetivo del proyecto, se buscó diseñar los palieres asegurando su correcta funcionalidad y minimizando su peso. Para este desarrollo es necesario conocer otros sistemas intervinientes del vehículo: principalmente, el diferencial del sistema de transmisión del vehículo, el conjunto de rueda trasera (del cual depende la elección de la triceta) y el conjunto de suspensión trasero (para poder determinar el largo de los palieres).

Para realizar los cálculos se utilizó una planilla de cálculo de Excel [22]. En ella se emplearon datos de torque en la rueda del vehículo FSAE 2012 [23], datos de la transmisión [24] y parámetros y registros de adquisición de datos de pruebas en pista de dicho vehículo.

También se empleó el software CATIA (software de dibujo 3D y simulación) para el ensamble del conjunto y poder determinar las variaciones cinemáticas en el conjunto de suspensión trasero.

A su vez, este proyecto de diseño de los palieres incluye las carcasas de las tricetas de los palieres que se conectan con el diferencial, para lo que se utilizaron los planos del proveedor del diferencial seleccionado [25] [26].

### 15. DEFINICIONES

**Palier:** Elemento mecánico en los vehículos destinado a la transmisión de torque desde el diferencial a las ruedas motrices.

**Diferencial:** Sistema mecánico en los vehículos que permite que las ruedas de un mismo eje giren a distintas velocidades. Esto permite que en una curva la rueda externa gire a mayor velocidad que la rueda interna, logrando que ninguna de las ruedas arrastre a la otra.

**Carcasa triceta diferencial:** Carcasa de la triceta del palier del lado del diferencial, encargada de conectar el palier con el diferencial.

**Movimiento de suspensión:** Movimientos de compresión y expansión de la suspensión debidos a la cinemática de la geometría de suspensión.

## 16. DETERMINACIÓN DE CARGAS

Debido a las características de funcionamiento de un palier, las mayores solicitaciones serán de fatiga. Para la determinación de los valores específicos se utilizó el método detallado en la referencia [27].

El procedimiento utilizado asume condiciones de no patinamiento de las ruedas. Se parte de la masa y aceleración máxima del vehículo, a partir de las cuales se determina la fuerza longitudinal máxima necesaria para alcanzar dicha aceleración (ignorando las fuerzas de resistencia a la rodadura y drag aerodinámico).

La aceleración máxima se calcula a partir de los datos de prueba del vehículo FSAE 2012, específicamente en el ensayo de aceleración de 0 a 75 m especificado por el reglamento FSAE [28], aplicando además un factor de seguridad. Este margen proviene de tomar un tiempo menor para dicha prueba al alcanzado en la realidad (se toma 4.15 s, cuando el mejor tiempo realizado a la fecha por el FSAE 2012 fue de 4.25 s en la competencia FSAE Brasil 2017).

Una vez obtenida la fuerza longitudinal máxima, se determina que el torque máximo por rueda es la mitad de dicha fuerza multiplicada por el radio de rueda bajo carga (ver Tabla 4).

Finalmente, se calculan las cargas de fatiga (torque alternante y medio), asumiendo que otros tipos de carga son despreciables frente al torque. Además, se toma que la carga es completamente alternante, a falta de conocer el torque de freno del motor (esto es un criterio conservador, siendo la carga mayor a la que verdaderamente está sujeto el palier).

La Tabla 13 resume lo dicho anteriormente y detalla las fórmulas utilizadas. Estos cálculos se realizaron mediante una planilla de cálculo de Excel [22].

Variable	Ecuación	Valor
Tiempo aceleración	FSAE 2012 (Brasil 2017, con FS)	4.15 [s]
Aceleración máxima	$a_{max} = \frac{2 * L_{prueba}}{t_{aceleración}^2}$	8.7 [m/s <sup>2</sup> ]
Fuerza longitudinal	$F_{longitudinal} = m * a_{max}$	2373 [N]
Torque máximo por rueda	$T_{max} = 0.5 * F_{longitudinal} * R_{rueda}$	237 [N-m]
Torque alternante	$T_{alt} = 0.5 * (T_{max} - T_{min})$	237 [N-m]
Torque medio	$T_{Medio} = 0.5 * (T_{max} + T_{min})$	0 [N-m]

**Tabla 13** - Ecuaciones para la determinación de cargas en los palieres

## 17. SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LOS PALIERES

Los palieres son piezas sometidas a altas exigencias de cargas cíclicas. Esto implica que el material a utilizar debe tener una alta resistencia a la fatiga, la cual a su vez está relacionada con la resistencia a la tracción (tensión última). Por otro lado, en los palieres se deben mecanizar estriados para conectarlos con las tricetas (de acero SAE 4340). Por lo tanto, se decide que el material a utilizar debe ser una aleación de acero de alta dureza. Específicamente, se elige el acero SAE 4340 templado y revenido, cuyas propiedades mecánicas se enuncian en la Tabla 14. Asimismo, se verifica que dicho material es usualmente utilizado para este tipo de aplicaciones.

Propiedad	Valor
Densidad	7850 kg/m <sup>3</sup>
Tensión de fluencia	1100 MPa
Tensión última	1294 MPa

**Tabla 14** - Propiedades mecánicas del acero SAE 4340 templado y revenido (dureza Brinell 382)

## 18. DIMENSIONES Y VERIFICACIÓN [10]

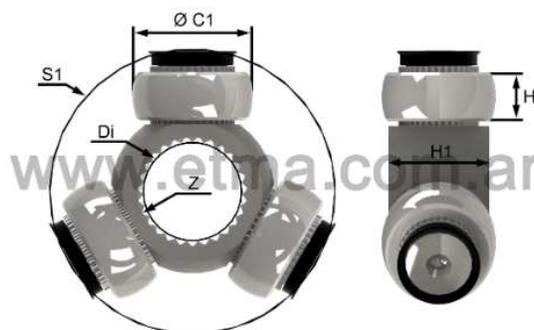
En la Figura 30 se muestra la triceta seleccionada. El diámetro exterior del palier está determinado por el diámetro interno de la triceta. El mismo es de 20.65 mm. Por otro lado, el estriado del palier también se establece a partir del estriado presente en la triceta.

Para determinar el diámetro interno del palier se utilizan las cargas previamente calculadas, y se estima la cantidad de ciclos de carga alcanzables para distintas medidas. La fórmula aplicada para esto es:

$$N = \left(\frac{\sigma_{inv}}{a}\right)^{1/b}$$

donde a y b son coeficientes empíricos

Como no es necesario que el palier tenga una vida infinita, no se usan los criterios para ello.



**Figura 30** - Triceta TR1036E

Se determina que un diámetro interno de 10 mm es óptimo para esta aplicación. La Tabla 15 muestra las dimensiones y parámetros calculados para los palieres.

Propiedad	Valor
Diámetro exterior	20.65 mm
Diámetro interior	10.0 mm
Peso por metro	2.1 kgf/m
Número de ciclos a fatiga	2.7 E04 ciclos
Factor de seguridad fatiga - Gerber	0.39
Factor de seguridad estático – aceleración promedio	4.6
Factor de seguridad estático – aceleración pico	3.4
Factor de seguridad estático - torque motor	1.3

**Tabla 15** – Dimensiones y parámetros de los palieres

Además, se realizan otras verificaciones para comprobar el correcto funcionamiento de los palieres. Estas consisten en cálculos estáticos que modelan las cargas (torques) que se presentarían en el palier si éste estuviera en condiciones de aceleración longitudinal pico (1.2 g), o si todo el torque del motor le fuera transmitido a un solo palier. Ambos análisis se encuentran detallados en la planilla de cálculo de Excel antes nombrada [22]. Estas verificaciones resultan en factores de seguridad de 3.4 y 1.3 respectivamente.

## 19. LONGITUD

Para estimar la longitud de los palieres y su movimiento en sentido axial se utilizó el conjunto completo de suspensión trasera y transmisión del vehículo FSAE 2019, incluyendo sus condiciones de borde. Esto permite representar el movimiento real del centro de rueda trasera. El procedimiento utilizado consistió en simular los movimientos de los centros de rueda correspondientes a los desplazamientos máximos de la suspensión trasera, tanto en compresión como en expansión, desde la posición de reposo. (Nota: compresión implica el ascenso del centro de rueda con respecto al chasis, mientras que expansión corresponde al descenso del centro de rueda.) Para cada una de estas posiciones se mide la distancia entre el punto central de la carcasa triceta diferencial y el punto central de la pista de la triceta de la maza correspondiente. Este procedimiento se realiza sobre cada palier del vehículo. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 16.

	Lado izquierdo	Lado derecho
<b>Reposo</b>	336.2 mm	343.5 mm
<b>Compresión (-25 mm)</b>	336.9 mm	344.2 mm
<b>Expansión (+25 mm)</b>	336.9 mm	344.2 mm

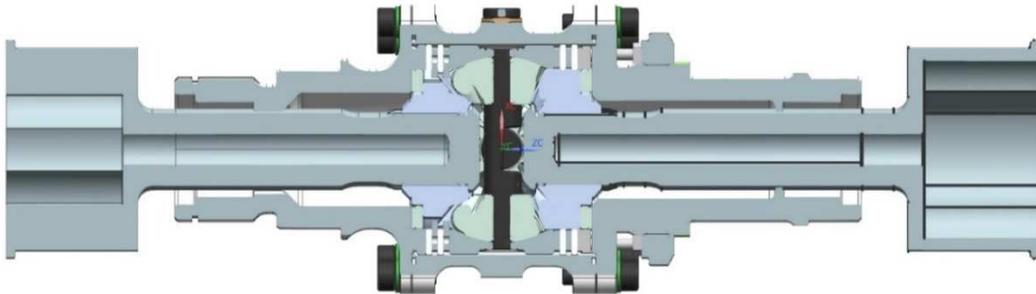
**Tabla 16** - Distancias de los palieres entre carcasas y mazas

Para llegar al largo total del palier se deben agregar 30 mm en cada pista de triceta (60 mm en total) a las dimensiones de la Tabla 16. Los largos totales resultan ser entonces de:

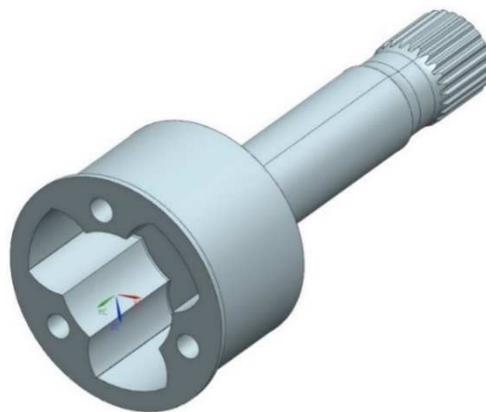
- Palier izquierdo: 397 mm
- Palier derecho: 404 mm

## 20. CARCASAS TRICETAS DIFERENCIAL

Con respecto al diseño de las carcasas triceta diferencial, se realizó lo recomendado por el proveedor del diferencial [25] [26], adaptándolo a la triceta de la Figura 30. Las dimensiones requeridas para este diseño son mayores a las usadas en el cálculo de palieres, por lo que se comprueba su correcto funcionamiento frente a cargas estáticas y de fatiga. Por otro lado, el diseño de las pistas de las tricetas fue explicado en detalle en la Parte A del informe. La Figura 31 muestra un corte del conjunto diferencial con las carcasas colocadas. La Figura 32 presenta una carcasa triceta diferencial por separado.



**Figura 31** - Conjunto de diferencial



**Figura 32** - Carcasa triceta diferencial

Para estas piezas se decide utilizar acero SAE 4340, con una dureza similar al material de las tricetas para evitar problemas de contacto entre ambas. No se utiliza la solución aplicada a las mazas traseras (pieza de aluminio con insertos de acero en las zonas de contacto), ya que en las carcasas del diferencial debe mecanizarse el estriado que posibilite el correcto ensamble con el diferencial del vehículo.

## PARTE C - CONCLUSIONES

### 21. CONCLUSIONES

Como conclusiones de este proyecto se deben resaltar las mejoras logradas en los diseños de mazas y palieres con respecto al vehículo anterior (FSAE 2012). Mediante la implementación de una monotuerca central se logró una mayor facilidad para el montaje y desmontaje de las ruedas. También se pudo reducir el número total de piezas, eliminando la homocinética del lado externo de la maza trasera. Además, se disminuyó el peso individual de las mazas, tanto para las delanteras como para las traseras. La Tabla 17 presenta un cuadro comparativo detallando esta reducción de peso. Cabe destacar que la reducción final para el conjunto completo es aún mayor a la indicada para la maza trasera por la incorporación de la homocinética externa a ésta.

Pieza	Peso FSAE 2012 [grf]	Peso FSAE 2019 [grf]	Reducción de peso
Maza delantera	1420	430	70%
Maza trasera	1320	553	58%

**Tabla 17** - Reducción de peso en mazas

Por otro lado, se demostró que las dimensiones obtenidas para los palieres optimizan su performance, manteniendo un margen de seguridad adecuado. Además, las carcasas tricetas diferencial diseñadas respetan lo estipulado, tanto por el proveedor del diferencial como por las tricetas seleccionadas.

La Tabla 18 resume los factores de seguridad especificados para el diseño de todas las piezas de este proyecto. La Tabla 21 y la Tabla 22 presentan los factores de seguridad calculados para las mazas y los palieres respectivamente.



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgilio

Aprobó: FR

Factor de seguridad especificado	Valor
Dinámico para fuerzas en parche contacto	1.4
Radio de fricción llanta	1.03
Dinámico para fuerza de apriete monotuerca	1.4
Dinámico para torque aplicado a copa triceta en maza trasera	1.4

**Tabla 18** – Factores de seguridad especificados

Factor de seguridad calculado	Valor
Esfuerzos en rosca central	2.8
Pines localizadores maza al corte	24.9
Orejas pines localizadores maza delantera, caso curva (estático)	2.0
Orejas pines localizadores maza delantera, caso frenado (estático)	2.4
Orejas pines localizadores maza delantera, caso frenado y curva (estático)	1.8
Orejas pines localizadores maza delantera, caso aceleración y curva (estático)	2.6
Orejas freno maza delantera, caso frenado (estático)	6.1
Orejas pines localizadores maza trasera, caso curva (estático)	1.2
Agujeros pines localizadores maza trasera, caso curva (estático)	1.7
Orejas pines localizadores maza trasera, caso frenado y curva (estático)	1.7
Orejas pines localizadores maza trasera, caso aceleración y curva (estático)	2.6
Orejas pines localizadores maza trasera, caso apriete (estático)	3.4
Orejas pines localizadores maza trasera, caso curva (fatiga - Gerber)	1.2
Orejas freno maza trasera, caso frenado (estático)	10.0
Copa triceta maza trasera	3.7
Rodamiento rueda delantero (estático)	26.3
Rodamiento rueda trasero (estático)	44.9

**Tabla 19** – Factores de seguridad calculados para mazas

Factor de seguridad calculado	Valor
Aceleración máxima promedio (fatiga - Gerber)	0.39
Aceleración promedio (estático)	4.6
Aceleración pico (estático)	3.4
Torque motor (estático)	1.3

**Tabla 20** – Factores de seguridad calculados para palieres



## 22. COMENTARIOS FINALES Y MEJORAS A FUTURO

Como comentario adicional, se recuerda la necesidad de comparar los resultados obtenidos en este informe con aquellos otros pertenecientes a las distintas partes del vehículo, en especial de los portamazas, los conjuntos de suspensión y el conjunto de transmisión. Es importante notar que las decisiones tomadas en el desarrollo de estos proyectos afectaron de manera directa muchas de las disposiciones explicadas a lo largo de este trabajo. Se refuerza la idea de que este proyecto correspondió a una parte del trabajo de un equipo, que en conjunto buscó mejorar los resultados obtenidos por el vehículo antecesor, el Fórmula SAE ITBA 2012.

Para finalizar, se comentan algunas tareas que podrían ser encaradas en un futuro proyecto para mejorar los resultados obtenidos en el presente trabajo:

- Las aceleraciones utilizadas para el cálculo de las cargas con las cuales se diseñaron las mazas se obtuvieron a partir del FSAE 2012, siendo registradas mediante adquisición de datos en distintos ensayos en pista realizados sobre dicho vehículo. En un futuro se deberán validar las aceleraciones estimadas con ensayos realizados sobre el FSAE 2019, así como también corregir las desviaciones que pudieran existir con respecto a los parámetros diseñados para el nuevo vehículo.
- Realizar estudios sobre los coeficientes de fricción utilizados (Tablas 5 y 7), ya que estos representan un punto de alta subjetividad que tiene gran influencia sobre los resultados obtenidos.
- Como se mencionó en la sección de elementos finitos, los modelos planteados para las orejas sobreestiman las tensiones reales. Una mejora para realizar sería hacer una simulación más compleja, incluyendo la interacción y modelado con los pines localizadores y la llanta.
- La fabricación de una triceta propia por parte del equipo podría llevar a dimensiones y pesos menores, tanto de maza trasera como de palieres. Debido a la limitación impuesta para este proyecto de emplear tricetas comerciales, se evitó la optimización de estas dimensiones.
- Con respecto a las carcasas triceta diferencial, sus dimensiones terminaron siendo mayores a las especificadas por el análisis realizado. Esto se debió a que se debían cumplir las restricciones impuestas por el fabricante del diferencial. Elecciones futuras de diferencial deberían contemplar estos requerimientos, buscando minimizar el peso de las carcasas resultantes.
- Disminuir las restricciones de fabricación: Como se explicó a lo largo del informe, muchas de las dimensiones obtenidas quedaban limitadas por la forma de fabricarlo. Entre los casos mencionables se encuentran las dimensiones obtenidas para las orejas de freno y la imposibilidad de agregarle vaciados a éstas, la tapa de sellado para la copa de triceta (y el agujero correspondiente en la maza trasera) y los diámetros de los vaciados de las diferentes piezas.



## 23. REFERENCIAS

- [1] 2008 CS - Informe 3 - Diseño estructural mazas FSAE 2010 - offset llanta 106.docx; Martín Simonpietri; Proyecto Automotor 2008; ITBA
- [2] Triceta ETMA TR1036E.JPG; ETMA; 2018
- [3] Llanta OZ - Formula Student Magnesium CL 7x10 - drawing.pdf; OZ Racing; 2018
- [4] Propiedades aluminio 7075-T6.JPG; <http://asm.matweb.com>; 2018
- [5] Propiedades acero AISI 4340.JPG; <http://asm.matweb.com>; 2018
- [6] Loctite 380 Data Sheet.pdf; Henkel; 2018
- [7] 2018 CS - Informe 1 – Determinación aceleraciones máximas FSAE 2012.docx; Pablo Delrivo; Proyecto Automotor 2018; ITBA
- [8] FSAE 2018 - FSAE 2019 - Calculo fuerzas PA 2018.xlsx; Julián Rivera Parejas, Alejandro Virgillo; Proyecto Automotor 2018; ITBA
- [9] Cargas mazas FSAE 2019 - 2018.xlsx; Julián Rivera Parejas, Alejandro Virgillo; Proyecto Automotor 2018; ITBA
- [10] Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph Shigley, Richard Budynas, Keith Nisbett; 2012; Novena Edición
- [11] Calculo rosca monotuerca mazas FSAE 2019 - 2018; Julián Rivera Parejas, Alejandro Virgillo; Proyecto Automotor 2018; ITBA
- [12] Coeficientes de fricción; [https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d\\_778.html](https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html); 2018
- [13] 2018 CS - Informe 18 – Selección rodamientos rueda FSAE 2019.docx; Julián Rivera Parejas, Alejandro Virgillo; Proyecto Automotor 2018; ITBA
- [14] Rolling-bearings Selection Process; [www.skf.com](http://www.skf.com); 2018
- [15] Calculo rodamientos rueda FSAE 2019 - 2018.xlsx; Julián Rivera Parejas, Alejandro Virgillo; Proyecto Automotor 2018; ITBA
- [16] Rodamiento rigido bolas 61811-2RZ.pdf; [www.skf.com](http://www.skf.com); 2018
- [17] Rodamiento bolas contacto angular superprecision 71814 ACD.pdf; [www.skf.com](http://www.skf.com); 2018
- [18] Concepts and Applications of Finite Element Analysis; Robert Cook; 2001; Cuarta Edición
- [19] Curva S-N aluminio 7075-T6; [https://www.researchgate.net/figure/Stress-versus-life-S-N-curves-for-tested-batches-at-R01\\_fig2\\_241123995](https://www.researchgate.net/figure/Stress-versus-life-S-N-curves-for-tested-batches-at-R01_fig2_241123995); 2018



Proyecto: FSAE

Fecha: 7/6/2019

Preparó: J. Rivera Parejas  
/ A. Virgillo

Aprobó: FR

[20] Calculo fatiga mazas FSAE 2019 - 2018.xlsx; Julián Rivera Parejas, Alejandro Virgillo; Proyecto Automotor 2018; ITBA

[21] MOLYKOTE BR-2 Plus.pdf; Dow Corning; 2013

[22] Calculo palieres FSAE 2019 - 2018.xlsx; Julián Rivera Parejas, Alejandro Virgillo; Proyecto Automotor 2018; ITBA

[23] Rolo #8-0022 - 2017-08-07; Proyecto Automotor; ITBA

[24] Calculo elementos de transmision 2012.xls - Relacionado de caja 5; Proyecto Automotor; ITBA

[25] Drexler - DSD-100-100-00713 V3 adjustable.pdf; Drexler; 2018

[26] Drexler – Formula Student 2010 – LSD assembly; Drexler; 2018

[27] The Design of Formula SAE Half Shafts for Optimum Vehicle Acceleration; James P. Parsons; California State Polytechnic Univ-Pomona; SAE Paper 2013-01-1772; 2013

[28] 2017 FSAE Rules; SAE; 2016

[29] Modelos de CAD (partes, conjuntos y planos) en CATIA y modelos de elementos finitos en NX; Julián Rivera Parejas, Alejandro Virgillo; Proyecto Automotor 2018; ITBA

## 24. ANEXO A – FUERZAS Y MOMENTOS EN LOS CENTROS DE RUEDA

Rueda delantera derecha	Frenado	Curva a la izquierda + frenado	Aceleración	Curva a la izquierda + aceleración	Curva a la izquierda
Fuerza X [N]	1571	954	0	0	0
Fuerza Y [N]	0	-3542	0	-1991	-3491
Fuerza Z [N]	1492	2109	415	1402	1857
Momento X [N-m]	-33.3	-754.4	-9.3	-428.9	-738.6
Momento Y [N-m]	-313.7	-190.5	0	0	0
Momento Z [N-m]	35.0	21.3	0	0	0

Tabla 21 - Fuerzas y momentos en centro de rueda delantera derecha

Rueda trasera derecha	Frenado	Curva a la izquierda + frenado	Aceleración	Curva a la izquierda + aceleración	Curva a la izquierda
Fuerza X [N]	1048	636	-2245	-1010	0
Fuerza Y [N]	0	-2386	0	-2656	-3515
Fuerza Z [N]	378	1420	1456	1870	1870
Momento X [N-m]	-8.4	-508.2	-32.5	-572.1	-743.6
Momento Y [N-m]	-209.3	-127.0	448.3	201.7	0
Momento Z [N-m]	23.4	14.2	-50.1	-22.5	0

Tabla 22 - Fuerzas y momentos en centro de rueda trasera derecha

Rueda delantera izquierda	Frenado	Curva a la izquierda + frenado	Aceleración	Curva a la izquierda + aceleración	Curva a la izquierda
Fuerza X [N]	1571	954	0	0	0
Fuerza Y [N]	0	-706	0	35	60
Fuerza Z [N]	1492	420	415	-25	-32
Momento X [N-m]	33.3	-131.6	9.3	6.4	11.3
Momento Y [N-m]	-313.7	-190.5	0	0	0
Momento Z [N-m]	-35.0	-21.3	0	0	0

Tabla 23 - Fuerzas y momentos en centro de rueda delantera izquierda

Rueda trasera izquierda	Frenado	Curva a la izquierda + frenado	Aceleración	Curva a la izquierda + aceleración	Curva a la izquierda
Fuerza X [N]	1048	636	-2245	-1010	0
Fuerza Y [N]	0	350	0	-701	-89
Fuerza Z [N]	378	-208	1456	494	47
Momento X [N-m]	8.4	65.3	32.5	-129.0	-16.7
Momento Y [N-m]	-209.3	-127.0	448.3	201.7	0
Momento Z [N-m]	-23.4	-14.2	50.1	22.5	0

Tabla 24 - Fuerzas y momentos en centro de rueda trasera izquierda

## 25. ANEXO B – RESULTADOS DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

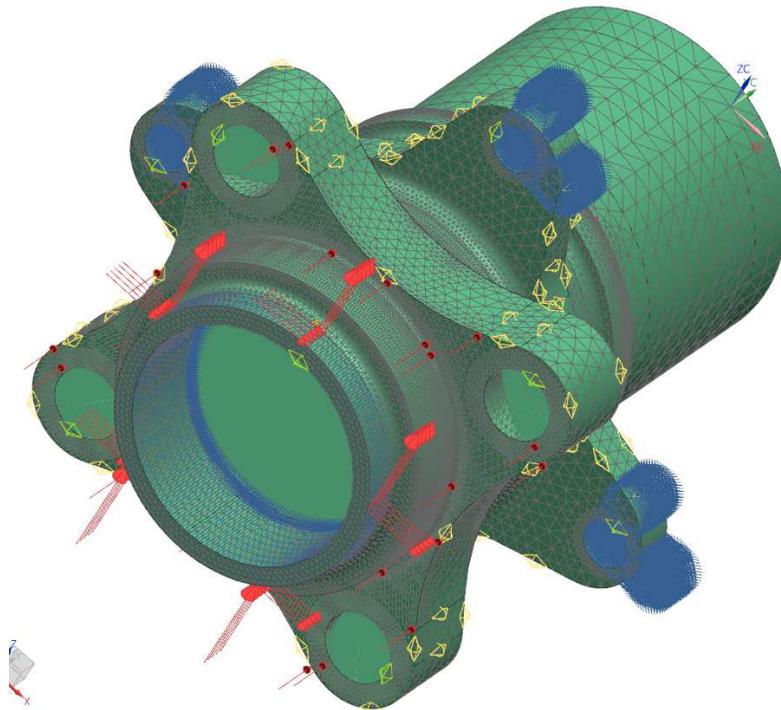
En este Anexo se presentan los resultados obtenidos por el método de elementos finitos para otros modelos, además del caso de curva explicado en la Sección 11.

Las cargas para dichos modelos se obtuvieron, como se explicó en el informe, mediante el traslado de las fuerzas desde los parches de contacto de los neumáticos a los centros de rueda y mediante los cálculos de rosca correspondientes.

### 25.1 Maza delantera

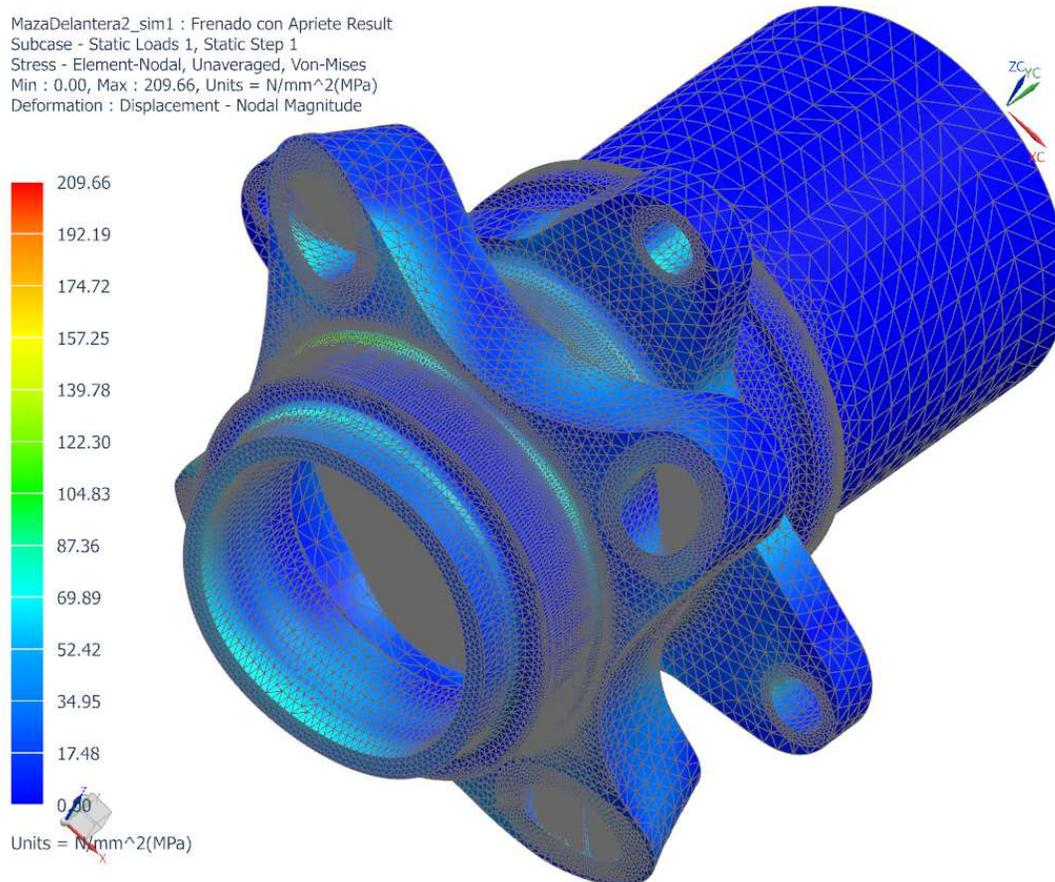
#### 25.1.1 Modelo de frenado

Para el análisis de frenado de la maza delantera, las restricciones a los desplazamientos perpendiculares a los ejes de los agujeros de las orejas de freno. La Figura 33 presenta el modelo implementado para este caso de estudio.



**Figura 33** - Malla en modelo de frenado para maza delantera

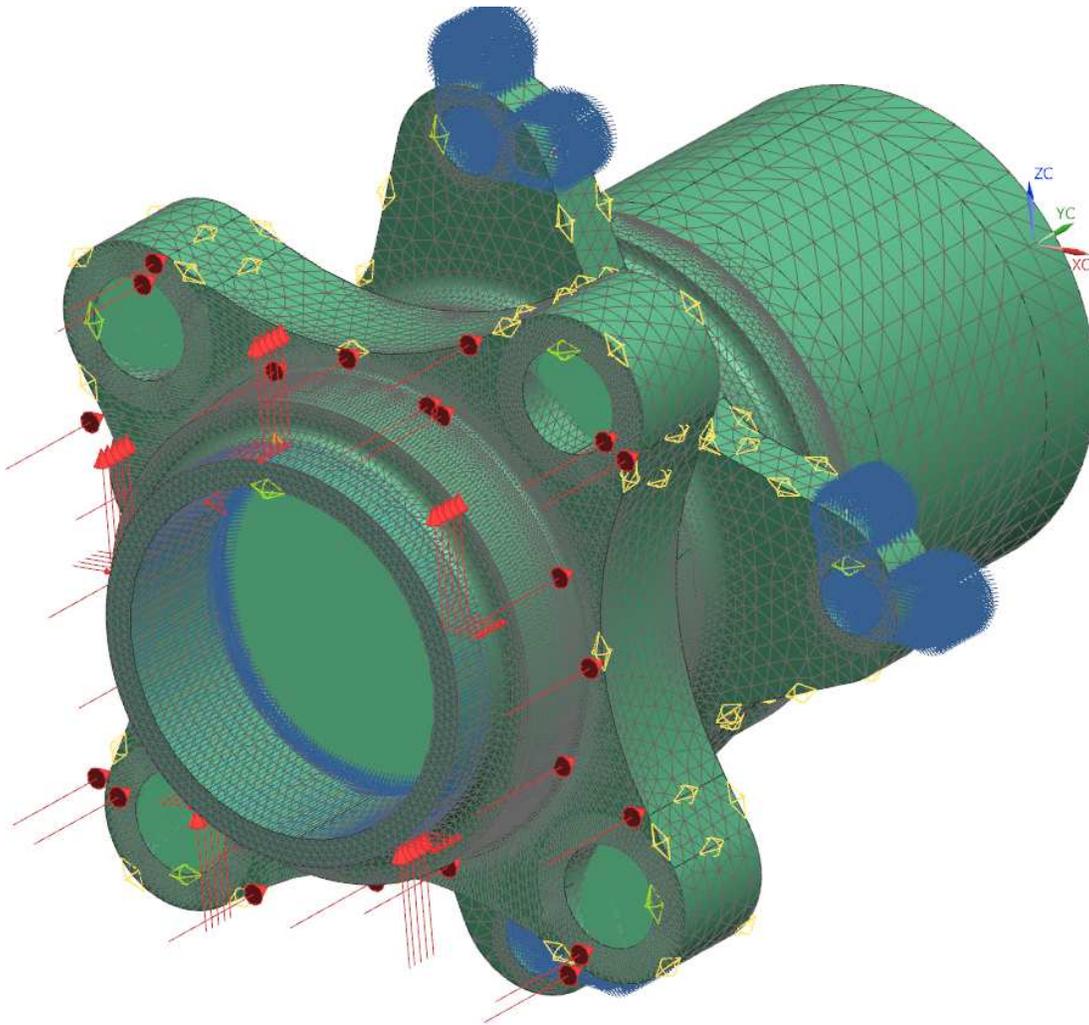
Los resultados tensionales obtenidos para el caso de frenado en la maza delantera se presentan en la Figura 34. A partir de la tensión máxima obtenida de 210 MPa y la tensión de fluencia del material de 503 MPa, se puede calcular el factor de seguridad como 2.4.



**Figura 34** - Tensiones de Von Mises en modelo de frenado para maza delantera

### 25.1.2 Modelo de frenado y curva

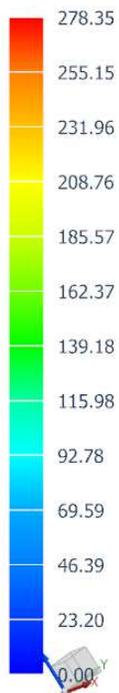
Para el caso de frenado y curva en la maza delantera, se colocaron las restricciones a los desplazamientos perpendiculares a los ejes de los agujeros de las orejas de freno para simular la acción del disco de freno sobre la maza. El modelo utilizado se muestra en la Figura 35.



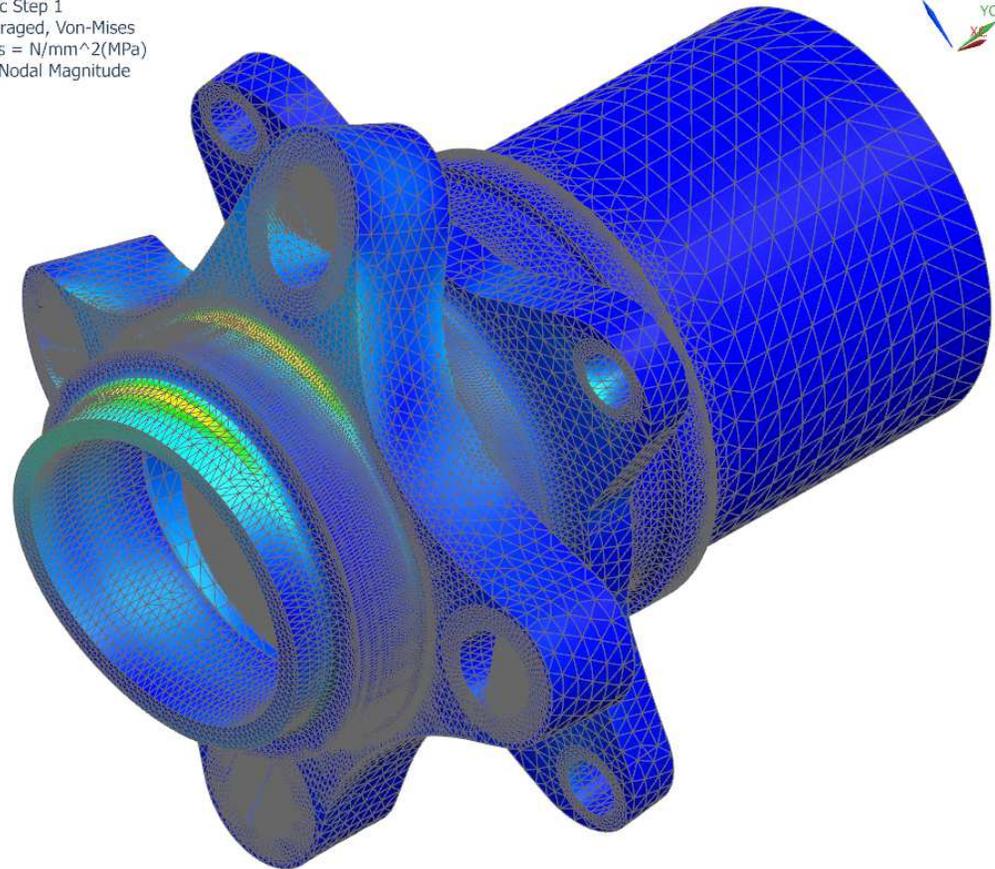
**Figura 35** - Malla en modelo de frenado y curva para maza delantera

Los resultados tensionales obtenidos para este modelo se presentan en la Figura 36. Con la tensión máxima calculada de 278 MPa y la tensión de fluencia del material (503 MPa), se calcula el factor de seguridad para este análisis como 1.8.

MazaDelantera2\_sim1 : Frenado y Curva con Apriete Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Min : 0.00, Max : 278.35, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



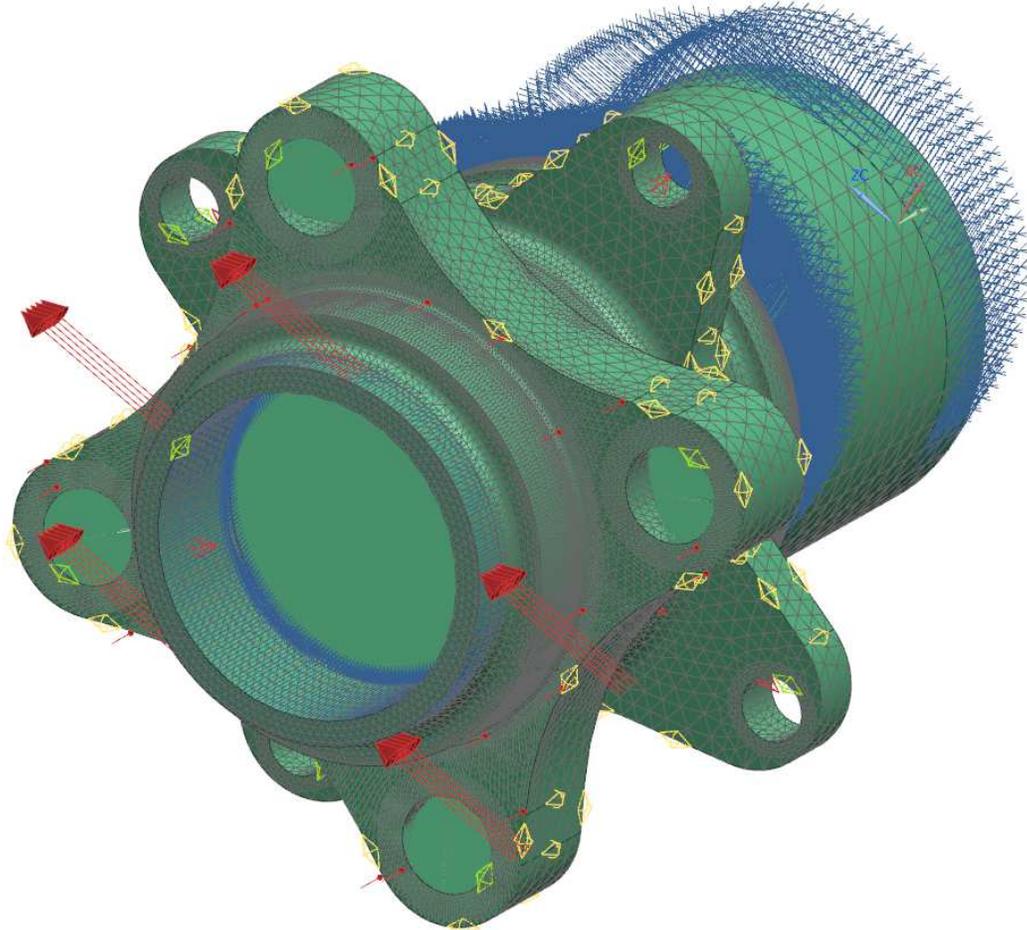
Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)



**Figura 36** - Tensiones de Von Mises en modelo de frenado y curva para maza delantera

### 25.1.3 Modelo de aceleración y curva

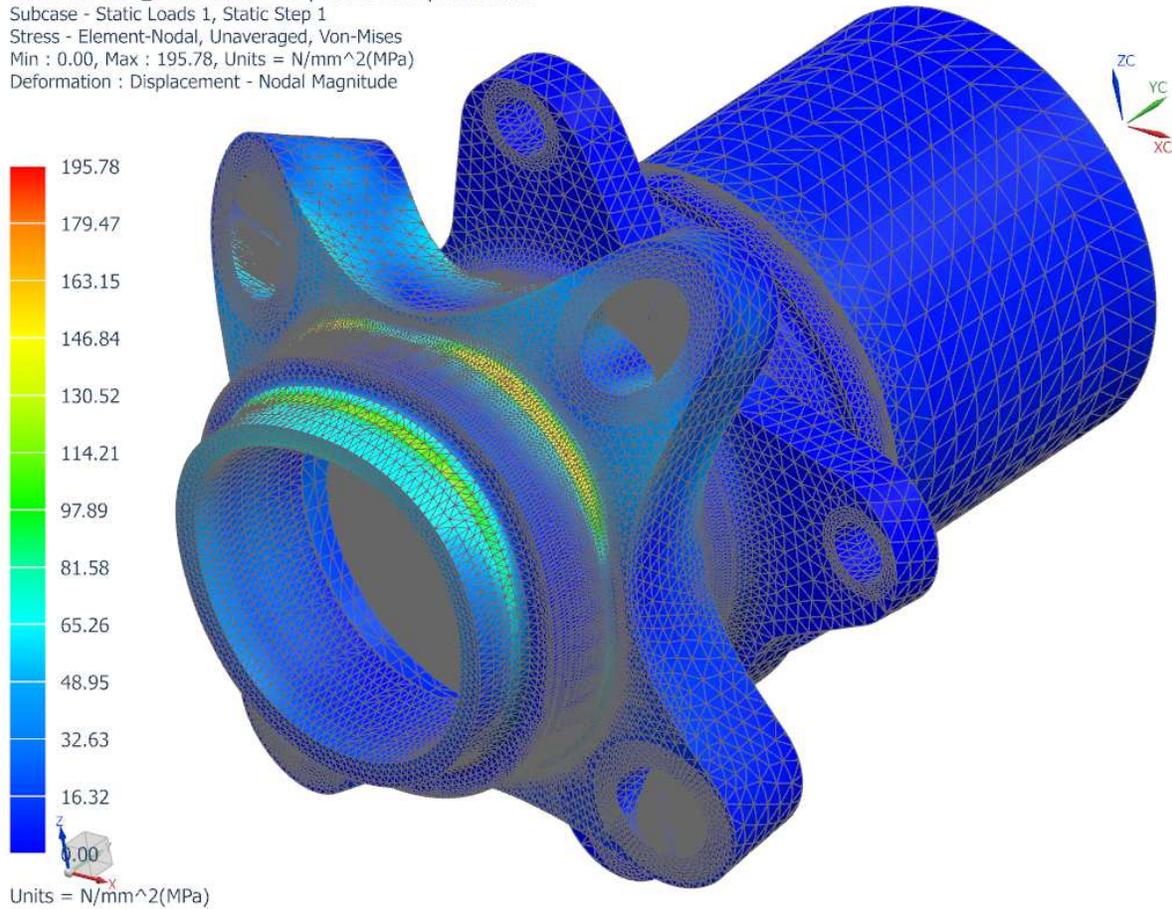
Para el caso de aceleración y curva en la maza delantera se colocaron restricciones a los desplazamientos perpendiculares a los ejes de los apoyos de los rodamientos. En la Figura 37 se presenta el modelo utilizado.



**Figura 37** - Malla en modelo de aceleración y curva para maza delantera

La Figura 38 muestra la distribución de tensiones de Von Mises obtenidas para este modelo. El cálculo para el factor de seguridad a partir de la tensión máxima computada en este análisis (196 MPa) y la tensión de fluencia del material (503 MPa), resulta en un valor de 2.6.

MazaDelantera2\_sim1 : Aceleracion y Curva con Apriete Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Min : 0.00, Max : 195.78, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

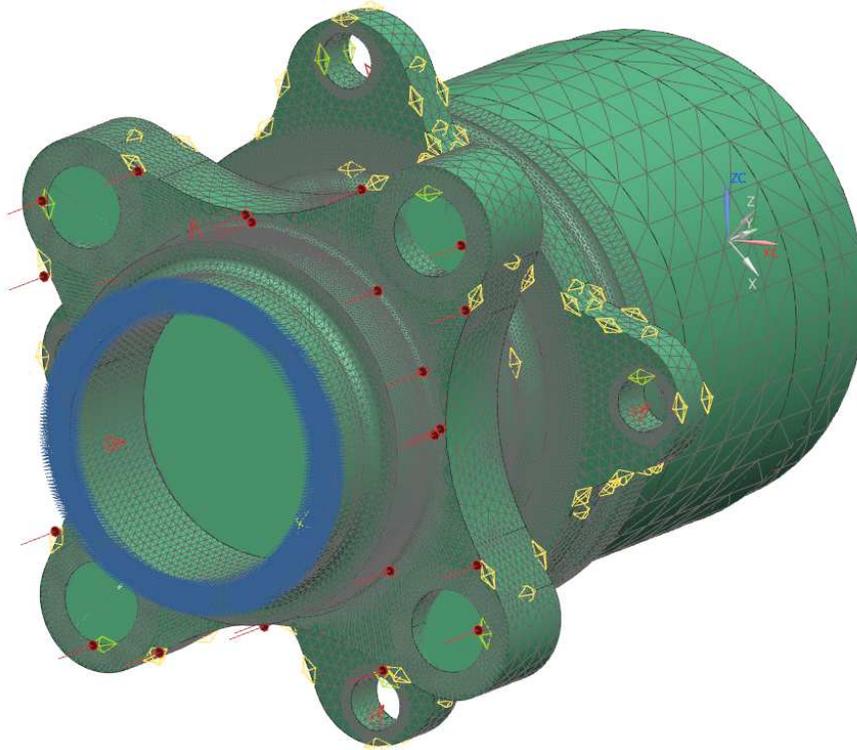


**Figura 38** - Tensiones de Von Mises en modelo de aceleración y curva para maza delantera

## 25.2 Maza trasera

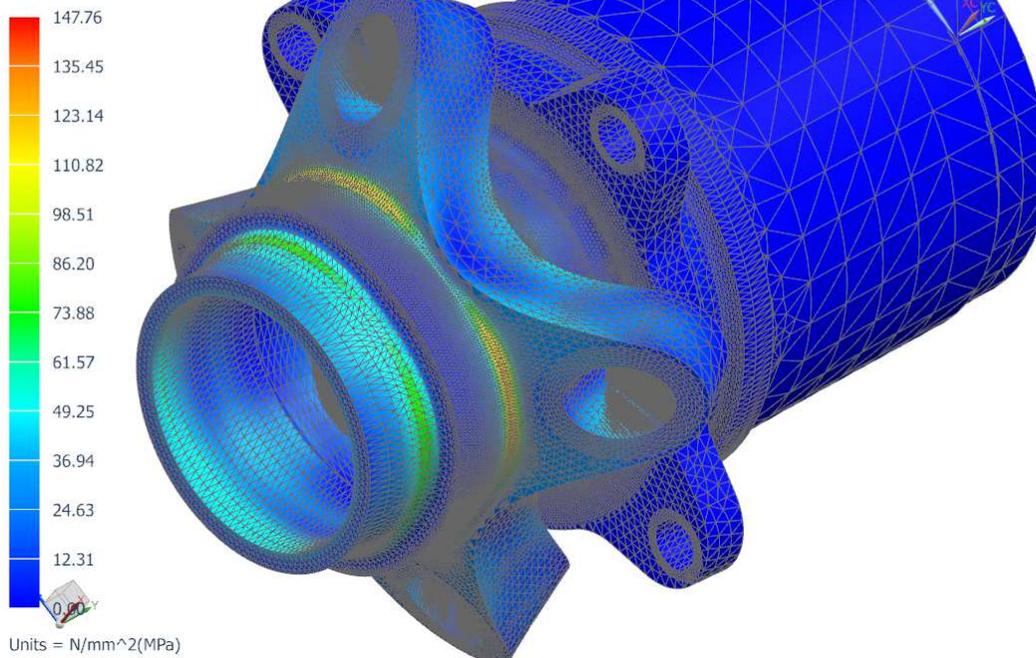
### 25.2.1 Modelo de apriete

La Figura 39 muestra el modelo que se empleó para analizar la maza trasera en un estado de reposo, sometida solamente a las cargas resultantes del apriete de la monotuerca central. La Figura 40 muestra las tensiones obtenidas a partir de este cálculo. Teniendo en cuenta las tensiones de fluencia del material (503 MPa), se tiene un factor de seguridad de 3.4.



**Figura 39** - Malla en modelo de apriete para maza trasera

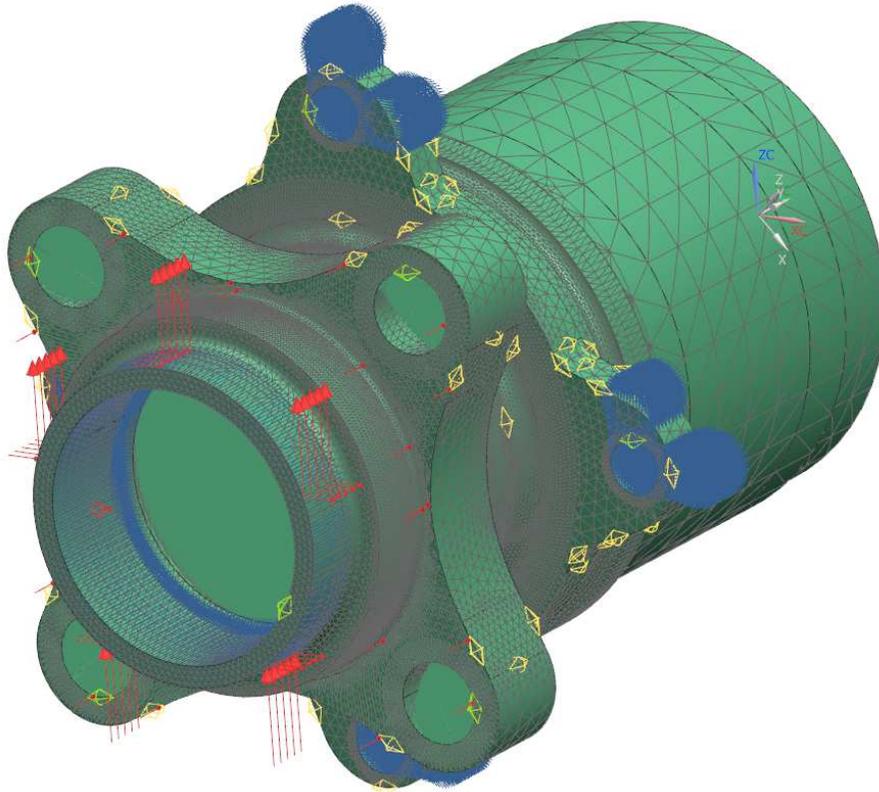
MazaTrasera Finitos\_sim1 : Apirete Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Min : 0.00, Max : 147.76, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



**Figura 40** - Tensiones de Von Mises en modelo de apriete para maza trasera

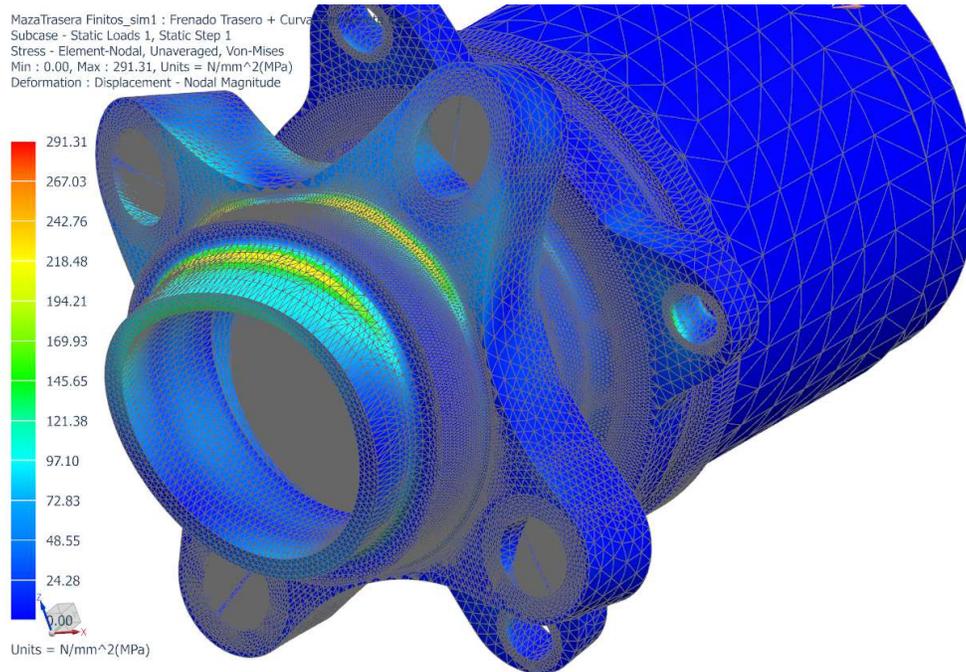
### 25.2.2 Modelo de curva y frenado

Para este caso se restringieron los desplazamientos perpendiculares a los ejes de los agujeros de freno, representando los esfuerzos que se transmiten durante el evento de frenado y curva del vehículo desde el disco de freno. En la Figura 41 se presenta el modelo usado para analizar este caso en la maza trasera. Se pueden notar las condiciones de borde impuestas en las orejas de freno, como se mencionó en la Sección 10.



**Figura 41** - Malla en modelo de curva y frenado para maza trasera

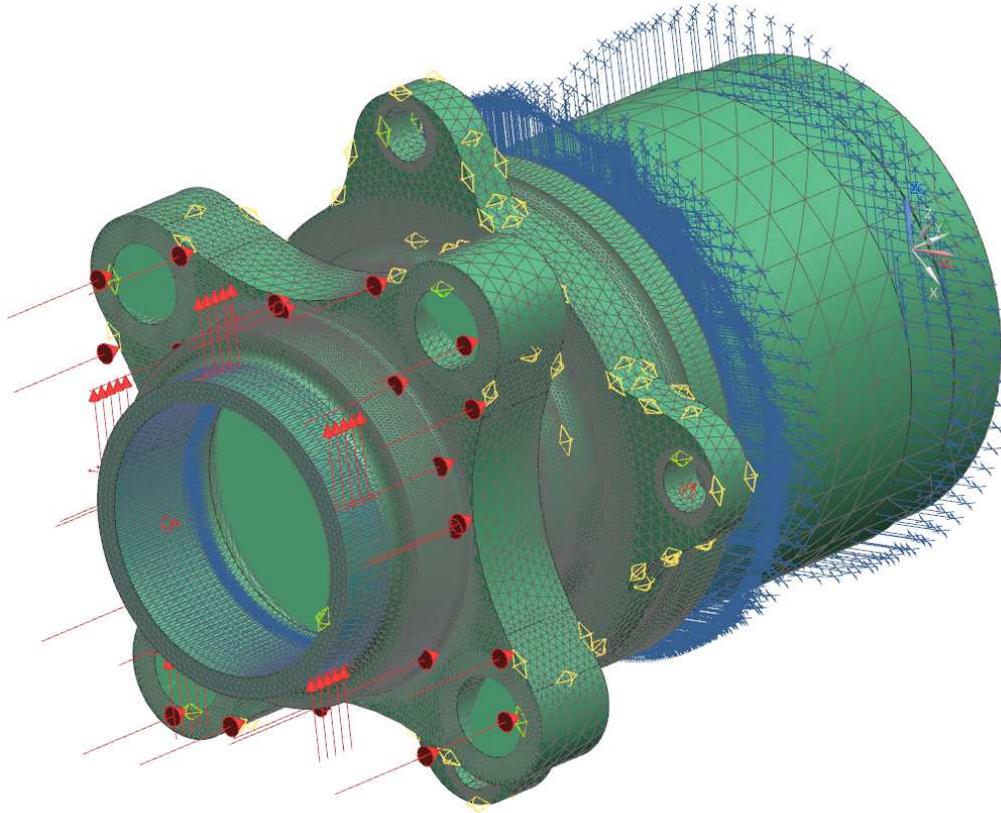
En la Figura 42 se presentan los resultados tensionales obtenidos para el análisis de curva y frenado para la maza trasera. Como se puede observar, las tensiones máximas (en la base de las orejas soporte de los pines localizadores) rondan los 291 MPa. Teniendo en cuenta la tensión de fluencia del material (503 MPa), el factor de seguridad obtenido para este caso es de 1.7.



**Figura 42** - Tensiones de Von Mises en modelo de curva y frenado para maza trasera

### 25.2.3 Modelo de aceleración y curva

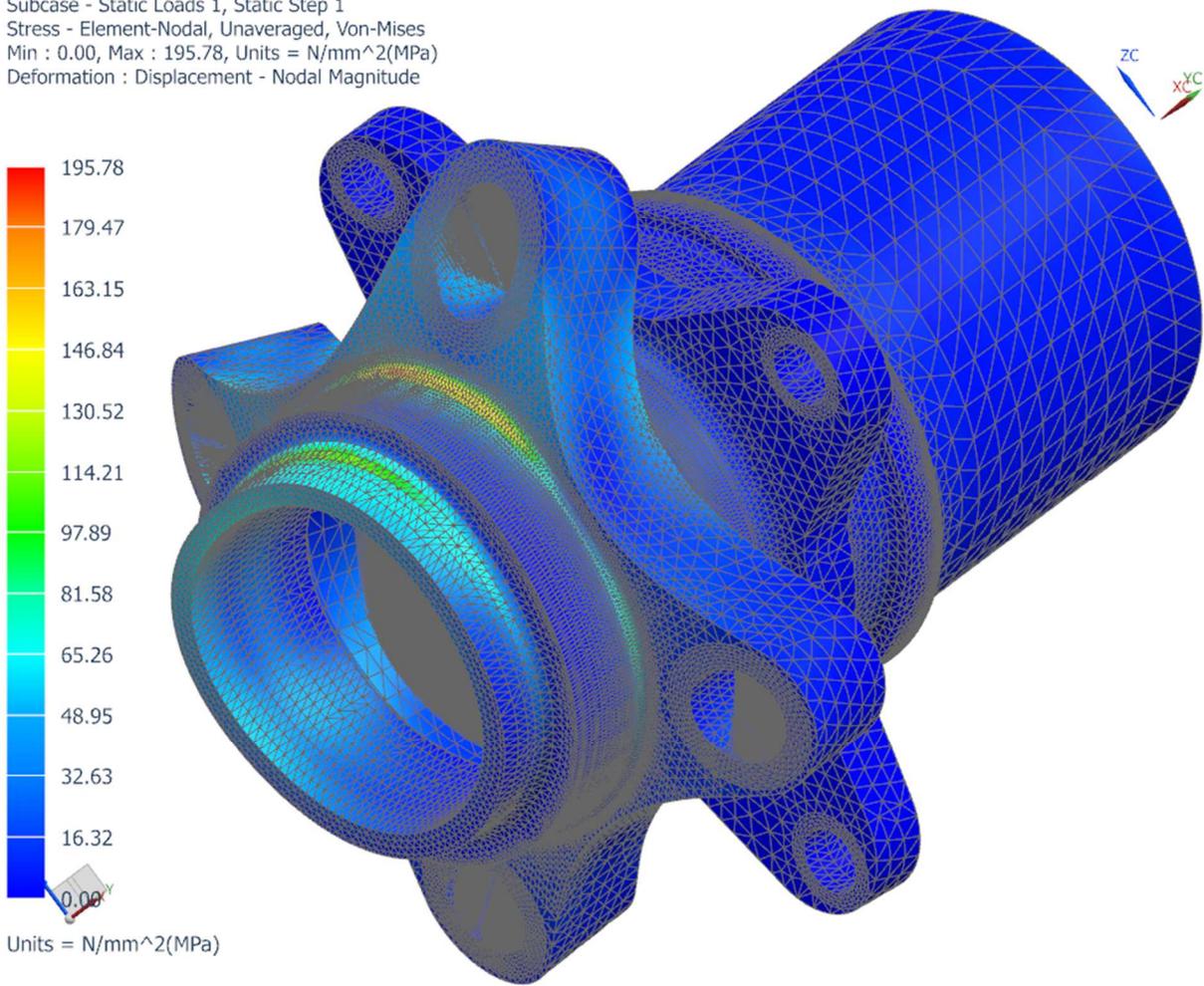
En este caso, las restricciones utilizadas fueron a los desplazamientos perpendiculares a los ejes de los apoyos de los rodamientos. En la Figura 43 se presenta el modelo usado para este análisis.



**Figura 43** - Malla en modelo de aceleración y curva para maza trasera

En la Figura 44 se muestra la distribución de tensiones de Von Mises obtenida para el caso de aceleración y curva en la maza trasera. Teniendo en cuenta la tensión de fluencia del material utilizado (503 MPa), se puede calcular el factor de seguridad para este caso de carga dinámico a partir de la tensión máxima obtenida (196 MPa). Este resulta ser de 2.6.

MazaDelantera2\_sim1 : Aceleracion y Curva con Apriete Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
 Min : 0.00, Max : 195.78, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



**Figura 44** - Tensiones de Von Mises en modelo de aceleración y curva para maza trasera