

ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE LOS NUEVOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y LLANTA DEL TC2000

Adrián P. Cisilino^{*}, Aníbal Márquez^{*}, Edgardo Fernández[†] y Sebastián Mauriño[†]

^{*} División Soldadura y Fractomecánica - INTEMA - CONICET
Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de Mar del Plata
Av. Juan B. Justo 4302 – 7600 Mar del Plata
e-mail: cisilino@fi.mdp.edu.ar, web page: <http://www.intema.fi.mdp.edu.ar>

[†] EF Racing
Maipú 1975 - B1839DHA E. Echeverría
ef-racing@apunet.com.ar

Key words: TC2000, sistema de suspensión, llantas

Abstract. *El TC 2000 implementó desde la temporada 2004 un importante cambio reglamentario. Las modificaciones planteadas representaron el cambio técnico más importante en la historia del TC 2000 y tuvieron como objetivo lograr una mayor paridad entre los competidores y un menor costo operativo para los equipos participantes. Con este propósito se ha desarrollado un nuevo sistema de suspensión para ser utilizado por todos los equipos. Es así que a partir de la temporada 2004 todos los vehículos cuentan con las mismas parrillas de suspensión, un mismo sistema de eje trasero, idénticos componentes del sistema de frenos y nuevas llantas de 18 pulgadas. Este es el resultado del trabajo conjunto de los equipos, técnicos y proveedores de la categoría y del personal de la Comisión Deportiva Automovilística del Automóvil Club Argentino. Formó también parte de este grupo de trabajo la División Soldadura y Fractomecánica del INTEMA de la Universidad Nacional de Mar del Plata, encontrándose a su cargo la verificación de la aptitud para el servicio de los nuevos elementos del sistema de suspensión y de la llanta de 18 pulgadas. Una parte importante del trabajo realizado en INTEMA consistió en el análisis de esfuerzos de los componentes utilizando el método de los elementos finitos. Se presentan en este trabajo los modelos utilizados para el estudio de las parrillas de suspensión, el portamazas y la llanta.*

1 INTRODUCCIÓN

El Turismo Competición 2000 (TC 2000) fue creado en 1979 con la intención de ver en competencia los automóviles de un segmento definido de la industria automotriz: automóviles de producción propulsados por motores de 2000 cm³, 4 cilindros, 16 válvulas y con hasta 300 HP de potencia. La Comisión Deportiva Automovilística del Automóvil Club Argentino organiza y fiscaliza el Campeonato Argentino de Pilotos de TC2000 de acuerdo a las normas de la Federación Internacional de Automovilismo.

En el campeonato 2004, que representó el 25° aniversario del TC 2000, participaron 16 equipos con 11 modelos diferentes de automóviles, que conducidos por los mejores pilotos del país lucharon para llevarse el título de una especialidad que sin lugar a dudas es la más importante en lo que al desarrollo tecnológico deportivo se refiere en toda Sudamérica.

El TC 2000 implementó desde la temporada 2004 un importante cambio reglamentario que seguramente sentará las bases para el futuro del automovilismo en la República Argentina. El nuevo TC 2000 busca una mayor paridad entre los competidores y un menor costo operativo para los equipos participantes. Con este propósito se ha desarrollado un nuevo sistema de suspensión para ser utilizado por todos los equipos. Es así que a partir de la temporada 2004 todos los vehículos cuentan con las mismas parrillas de suspensión, un mismo sistema de eje trasero, idénticos componentes del sistema de frenos y nuevas llantas de 18 pulgadas. Todos estos componentes son provistos por los organizadores de la competencia, por lo que todos los equipos se encuentran en idénticas condiciones en cuanto a la disponibilidad del material. Luego, está en la pericia de cada equipo configurar y regular el sistema de suspensión de la forma más adecuada para obtener el mejor resultado. Pero este cambio no es sólo técnico, ya que el aspecto estético de los autos también fue considerado para que adopten un perfil mucho más agresivo y vistoso.

Si duda, las modificaciones planteadas representan el cambio técnico más importante en la historia del TC 2000, y lo colocarán en el mejor nivel entre las categorías de autos de turismo del mundo. Este es el resultado del trabajo conjunto de los equipos, técnicos y proveedores de la categoría y del personal de la Comisión Deportiva Automovilística del Automóvil Club Argentino. Formó también parte de este grupo de trabajo la División Soldadura y Fractomecánica del INTEMA de la Universidad Nacional de Mar del Plata, encontrándose a su cargo la verificación de la aptitud para el servicio de los nuevos elementos del sistema de suspensión y el nuevo diseño de llanta de 18 pulgadas. Como parte de estas tareas se realizó el modelado por elementos finitos de los nuevos componentes.

2 GEOMETRÍAS, DISCRETIZACIONES Y CASOS DE CARGA

2.1 Portamazas y parrillas

La Figura 1 ilustra una fotografía del conjunto de suspensión delantera cuyos componentes principales son la rueda, el portamazas, las parrillas de suspensión inferior y superior, y la barra de empuje (este último se muestra colocado en una posición genérica ya

que es facultad de cada equipo definir su ubicación).

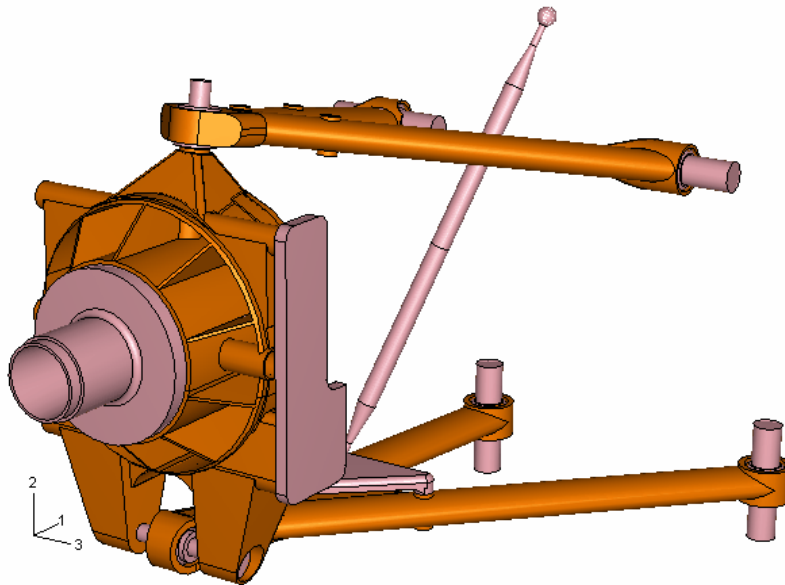
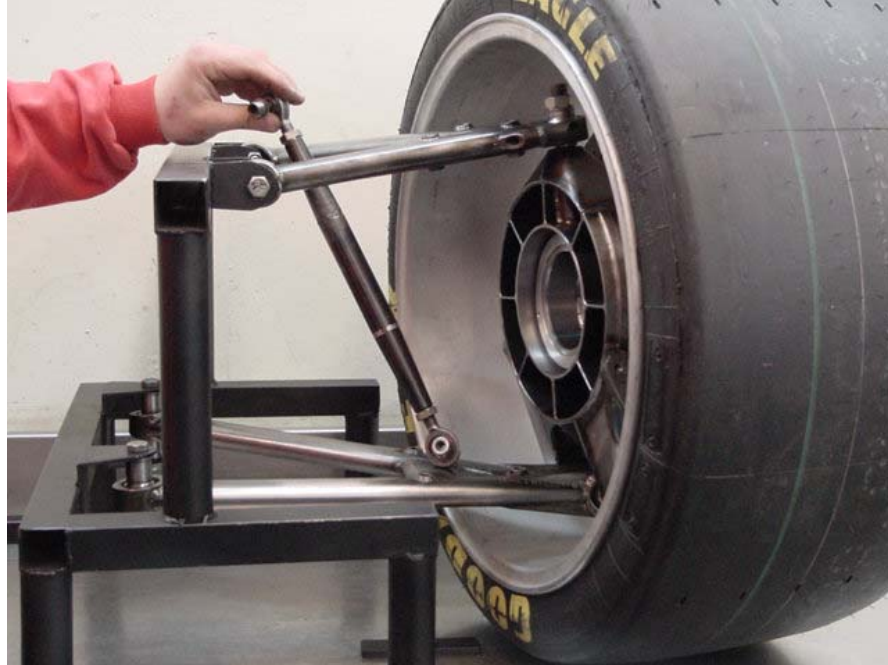


Figura 2: Modelo CAD de la suspensión delantera: vista en perspectiva

En la Figura 2 se ilustra el modelo CAD del conjunto del portamazas delantero, cuyas partes fueron dibujadas utilizando Autodesk Inventor, importadas en Abaqus CAE 6.4 y vinculadas mediante “connectors”. Las partes en naranja corresponden a los componentes estudiados (el portamazas y las parrillas), mientras que las partes de color rosa (los pernos, las rótulas, la maza, los rodamientos, el adaptador de freno y la barra de empuje) fueron consideradas como sólidos rígidos indeformables. Estas piezas no fueron analizadas en el modelo, sino que fueron incluidas para proporcionar condiciones de contorno (es decir, servir de apoyo y transferir cargas al portamazas y las parrillas).

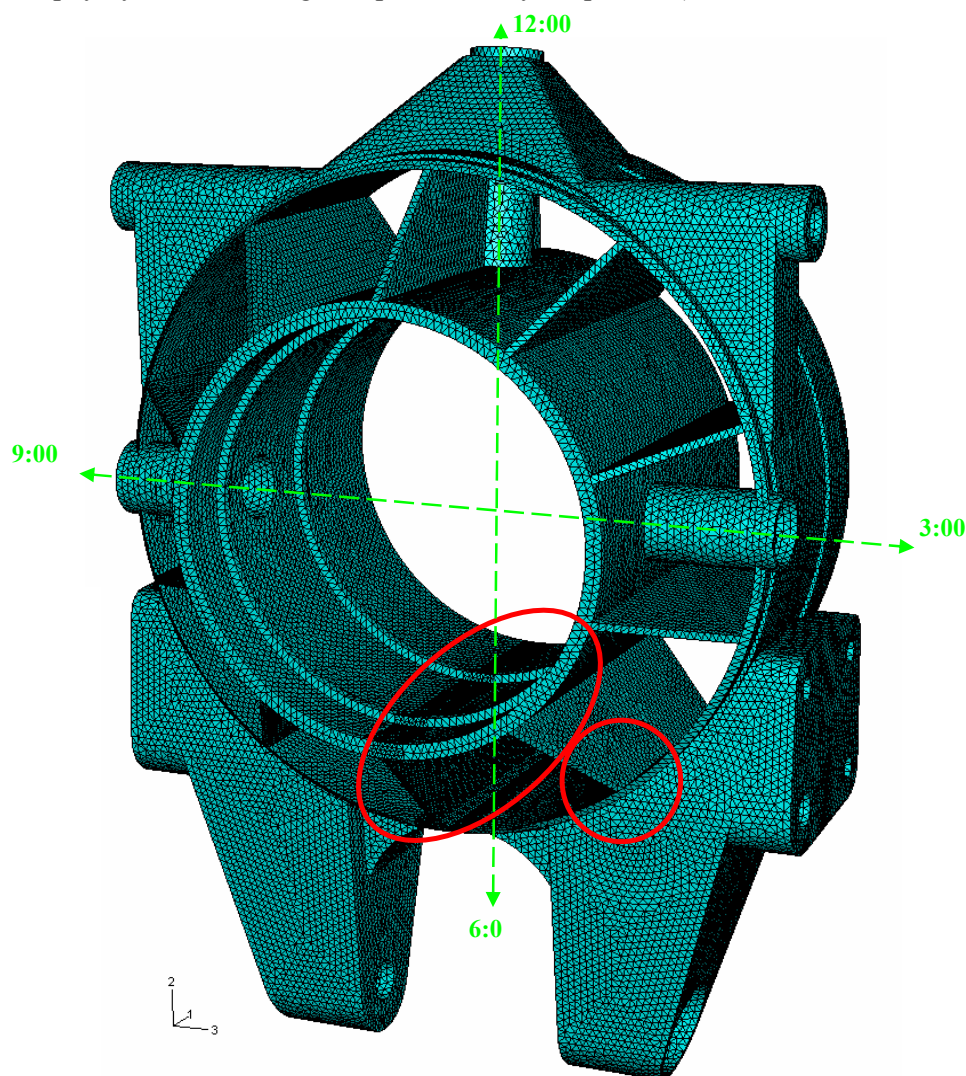


Figura 3: Discretización del modelo del portamazas. Los sectores indicados en rojo corresponden a las zonas para los que se realizó un análisis detallado de esfuerzos. Las direcciones radiales indicadas en verde e identificadas de forma análoga a las posiciones de las horas en un reloj, sirven para identificar las aletas.

aproximadamente 370.000 elementos tetraédricos. De estos elementos, aproximadamente 88.000 elementos cuadráticos fueron utilizados en la discretización detallada de dos zonas del modelo que fueron identificadas en estudios preliminares como las de mayor nivel de esfuerzos: el extremo frontal de la aleta ubicada en la posición de la hora 5 en su intersección con el aro exterior, y la aleta ubicada en la posición de la hora 6. Ambas zonas se indican con círculos rojos en la Figura 3. En las Figuras 4 y 5 se muestran los detalles de su discretización, las que incluyen el detalle de la geometría del cordón de soldadura. Las zonas discretizadas con elementos cuadráticos fueron “pegadas” al resto del modelo utilizando “constraints” del tipo “tie”. Al mismo tiempo se destaca que la herramienta “Virtual topology” del Abaqus CAE resultó clave para corregir las imperfecciones en la geometría y lograr un adecuada discretización del modelo.

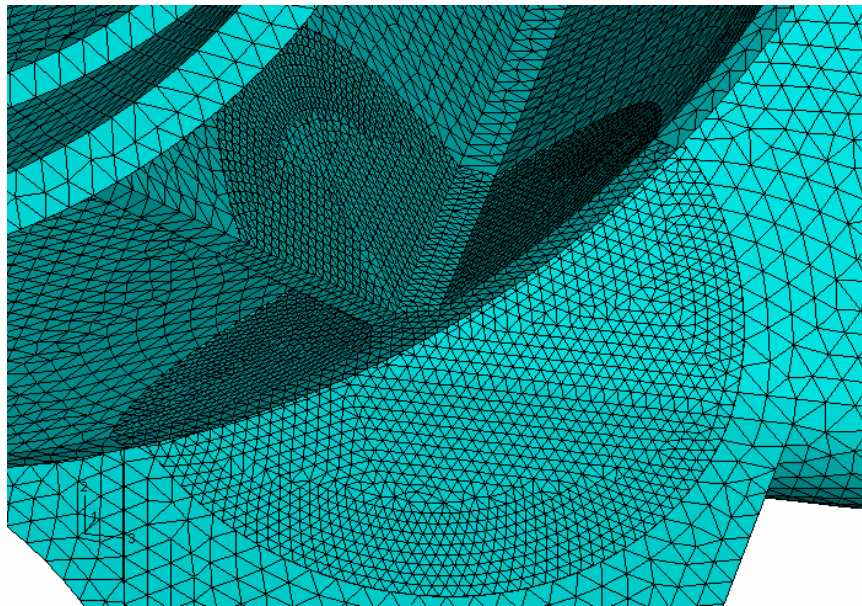


Figura 4: Detalle de la discretización de la aleta ubicada en la posición de la hora 5.

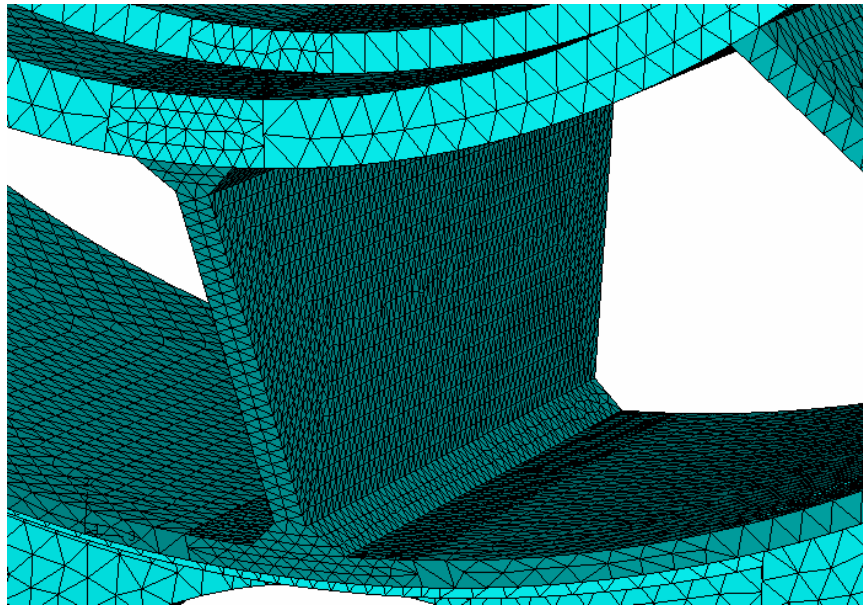


Figura 5: Detalle de la discretización de la aleta ubicada en la posición de la hora 6.

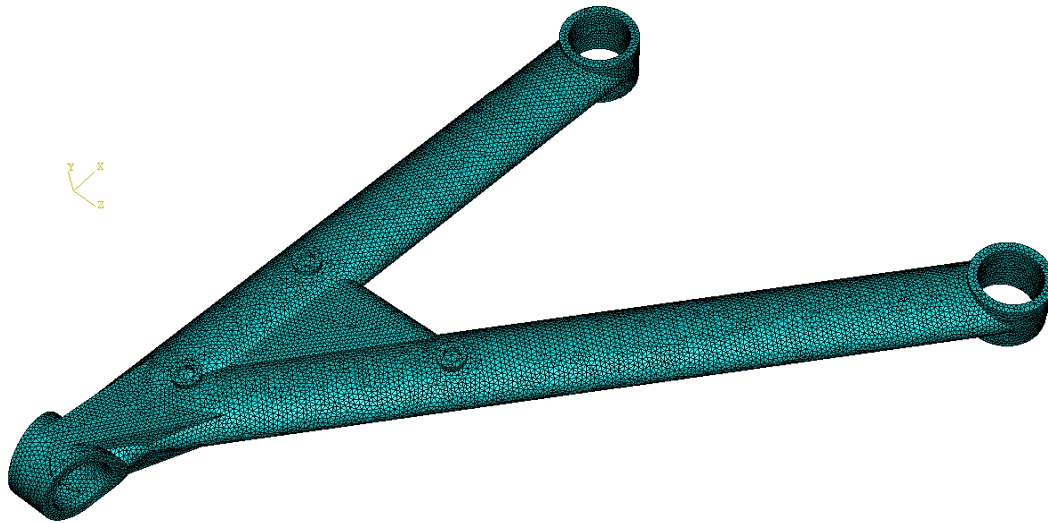


Figura 6: discretización de la parrilla inferior

El modelo de la parrilla inferior se ilustra en la Figura 6. Fueron utilizados en su

discretización 121.600 elementos. En la Figura 7 se ilustra la discretización de la parrilla superior. El número de elementos de este modelo es 88.300.

Los casos de carga analizados fueron discutidos con el personal técnico del equipo de trabajo a cargo del “Proyecto 2004” del TC 2000. Estos consideran las cargas que actúan sobre el sistema de suspensión durante las maniobras de aceleración y frenado, tránsito en recta y en curva, y las generadas por los saltos debidos a las irregularidades de la pista. Las cargas asociadas a estos eventos se identifican en la Tabla 1 y se indican en la Figura 8.



Figura 7: discretización de la parrilla superior

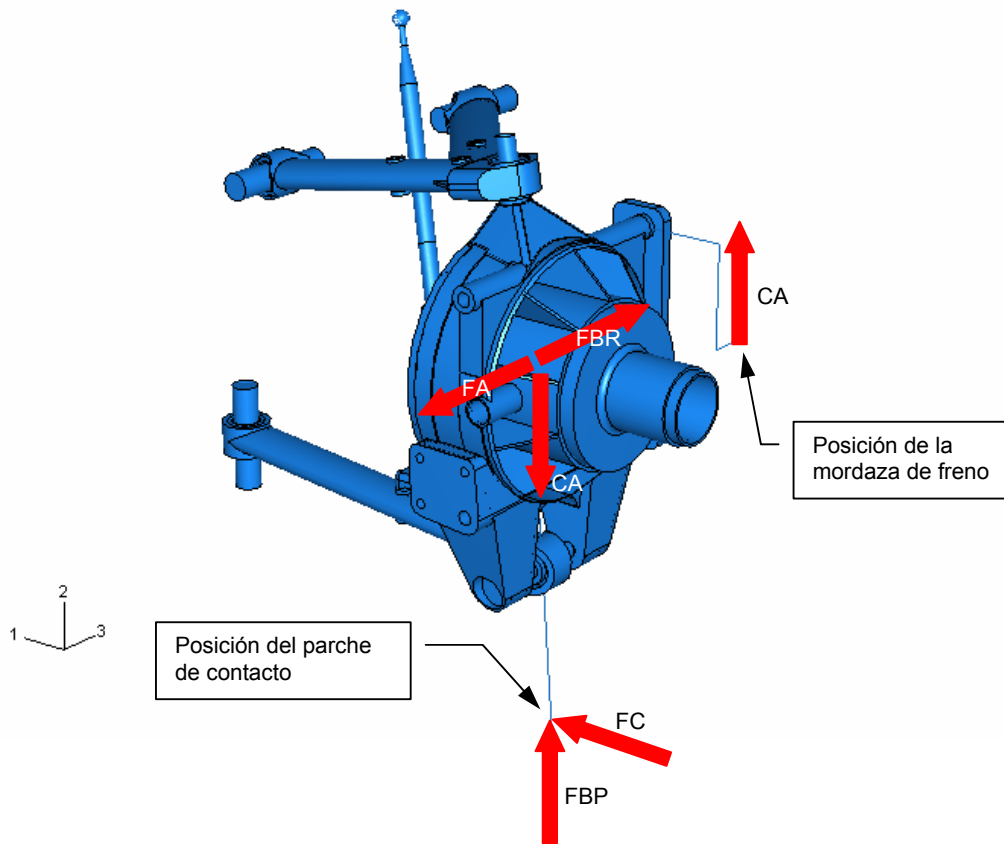


Figura 8: Esquema de aplicación de cargas. Nótese los elementos de viga auxiliares para la aplicación de las cargas en la posición del parche de contacto y la mordaza del freno.

Maniobra	F_1 [N]	F_2 [N]	F_3 [N]	Detalles
FA (Full acceleration)			-5.022	Aplicada en el centro de la rueda
FBR (Full braking)			3.635	Aplicada en el centro de la rueda
FBP (Full bump)		17.579		Aplicada en el parche de contacto
FC (Full cornering)	7.383			Aplicada en el parche de contacto
CA (Caliper)		± 7.863		Estas cargas corresponden a la cupla de frenado de la rueda. Las cargas están aplicadas en el centro de la rueda y en la posición del disco de freno.

Nota: las direcciones de las fuerzas corresponden al sistema de ejes de la Figura 8.

Tabla 1: casos de carga

Finalmente se implementaron en el modelo dos casos de carga, contruidos a partir de la combinación de las fuerzas anteriores. Estos son:

$$\mathbf{Aceleración} = \mathbf{FA} + \mathbf{FBP} + \mathbf{FC}$$

$$\mathbf{Frenado} = \mathbf{FBR} + \mathbf{FBP} + \mathbf{CA}$$

2.2 Llanta

En la Figura 9 se presenta una imagen del conjunto de la llanta. Las partes coloreadas en amarillo (la cubierta y el extremo del eje) no son objeto de este estudio, y fueron incluidas en el modelo para proporcionar las condiciones de contorno a la llanta (coloreada en rosa). El modelo fue importado al Abaqus CAE de un archivo en formato STEP proporcionado por el proveedor.

La discretización del modelo se ilustra en las Figura 10. Para la discretización del modelo se utilizaron 9300 elementos hexagonales en la cubierta, y 236.400 elementos tetraédricos en la llanta. El extremo del eje se modeló como un sólido indeformable. La discretización de la llanta se dividió en dos zonas. La primera corresponde a 1/5 de la geometría de la llanta que contiene al rayo ubicado en la zona más próxima al contacto con el piso y fue discretizada utilizando elementos cuadráticos. Estudios preliminares permitieron individualizar esta zona como la sometida a los mayores esfuerzos. La segunda zona corresponde al resto de la geometría de la llanta (4/5 de su geometría) y fue discretizada utilizando elementos lineales.

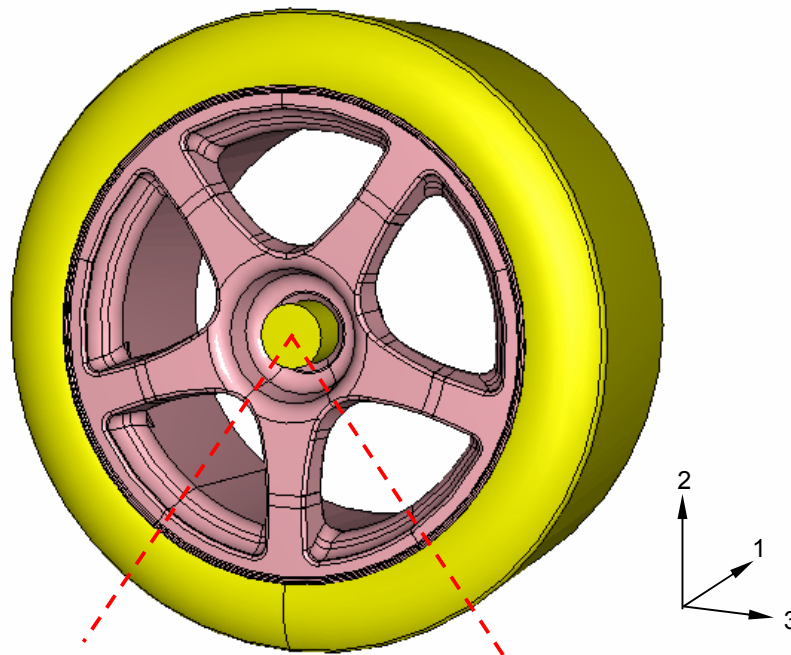


Figura 9: Modelo del conjunto llanta-cubierta.

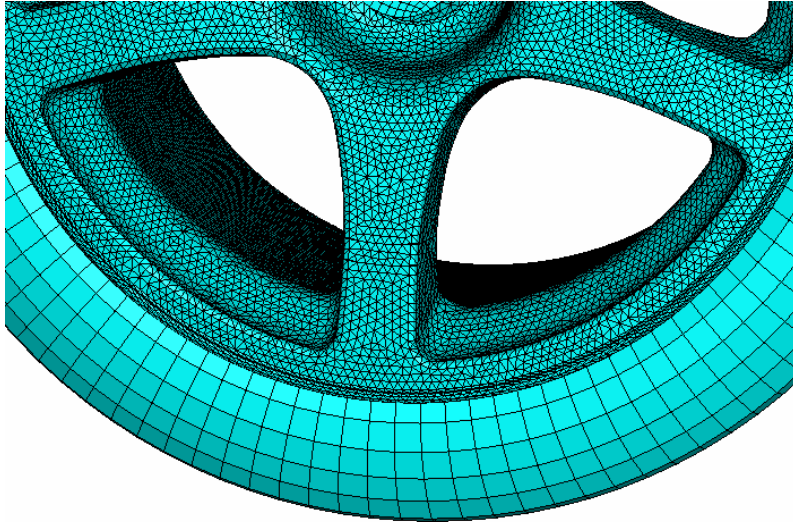


Figura 10: Detalle de la discretización de uno de los rayos

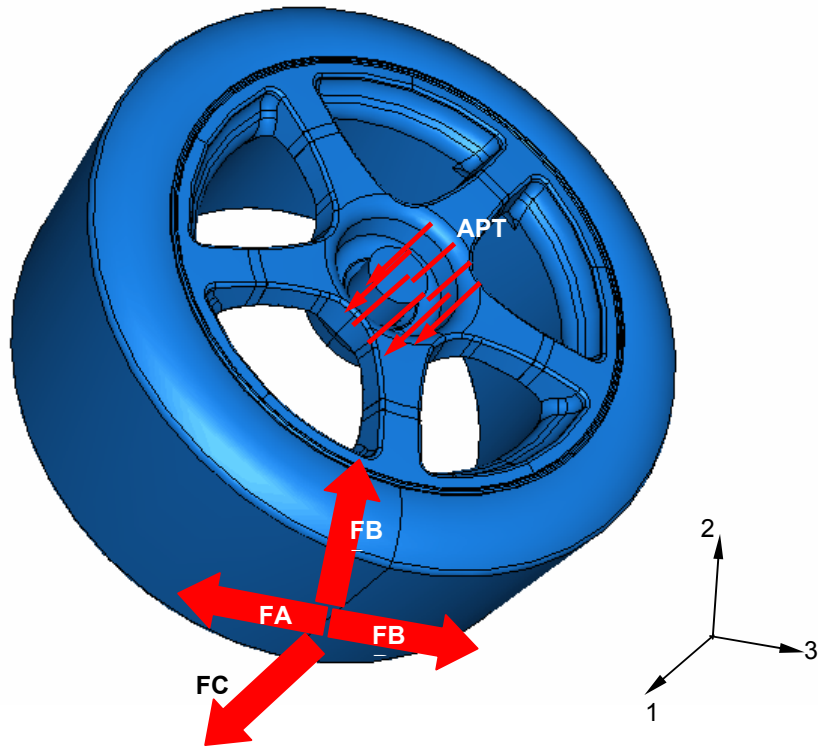


Figura 11: Esquema de aplicación de cargas

Las cargas aplicadas al modelo incluyen las siguientes sollicitaciones:

PR: presión de inflado de la cubierta (30 PSI)

APT: apriete de la tuerca central para un valor de torque de 70 lb·pie

RO: carga centrífuga debida a la velocidad de rotación ω de la rueda. Fueron considerados dos casos:

$\omega_1 = 217$ rad/seg para una velocidad máxima en recta de 250 km/h (**RO1**)

$\omega_2 = 174$ rad/seg para una velocidad máxima en curva de 200 km/h (**RO2**)

TE: dilatación de la llanta como consecuencia del calor disipado por el disco de freno. Se consideró con este propósito una temperatura uniforme de 100 °C sobre todo el componente como representativo de la condición real de funcionamiento.

Cargas en el parche de contacto de la cubierta

A partir de la información de la Tabla 1 se seleccionaron las cargas correspondientes a las maniobras más exigentes: **FA** (Full acceleration), **FBR** (Full braking), **FBP** (Full bump) y **FC** (Full cornering).

Finalmente se implementaron en el modelo seis casos de carga, construidos a partir de la combinación de las fuerzas anteriores (ver Figura 11). Estos son:

Caso 1: PR + APT + RO1

Caso 2 - Aceleración + bump en recta: (PR + APT + RO1) + FA + FBP

Caso 3 - Frenado + bump en recta: (PR + APT + RO1) + FBR + FBP

Caso 4 - Aceleración + bump en curva: (PR + APT + RO2) + FA + FBP + FC

Caso 5 - Frenado + bump en curva: (PR + APT + RO2) + FBR + FBP + FC

Caso 6 - Esfuerzos de origen térmico: TE

En lo que se refiere a los vínculos, a la cara posterior del centro de la llanta le fueron restringidos sus desplazamientos en la dirección del eje de la rueda, mientras que cuatro de los alojamientos de para los tetones de arrastre fueron encastrados (impedidos sus desplazamientos en las tres direcciones). De esta forma se modela la situación extrema en que el par generado por las fuerzas aplicadas en el parche de contacto debidas a aceleración: **FA** (Full acceleration) y frenado: **FBR** (Full braking) son soportadas únicamente por los tetones.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Portamazas y parrillas

En la Figuras 12 se ilustra el resultado de la tensión equivalente de von Mises para el caso de carga **Aceleración**. Resultados similares fueron obtenidos el caso de carga **Frenado**. Del análisis de estos resultados se encuentra que la mayor parte del componente está

solicitado con un nivel de esfuerzos en el orden de los 50 MPa. Los valores máximos de la tensión principal máxima y de von Mises son aproximadamente 150 MPa, y se localizan en las soldaduras de los aros del núcleo del portamaza con las aletas ubicadas en las posiciones de las horas 5 y 6.

Los resultados de las Figuras 13 y 14 corresponden a la componente de tensión S_{22} (tensión longitudinal en la dirección perpendicular a las soldaduras) para los casos de carga **Aceleración** en la aleta ubicada en la posición horaria 6 hs. Estos resultados, junto con los obtenidos para el caso de carga **Frenado** fueron utilizados para estimar la vida a la fatiga de las uniones soldadas de acuerdo con las recomendaciones para el diseño a fatiga de uniones y componentes soldados del Instituto Internacional de Soldadura (International Institute of Welding, IIW).

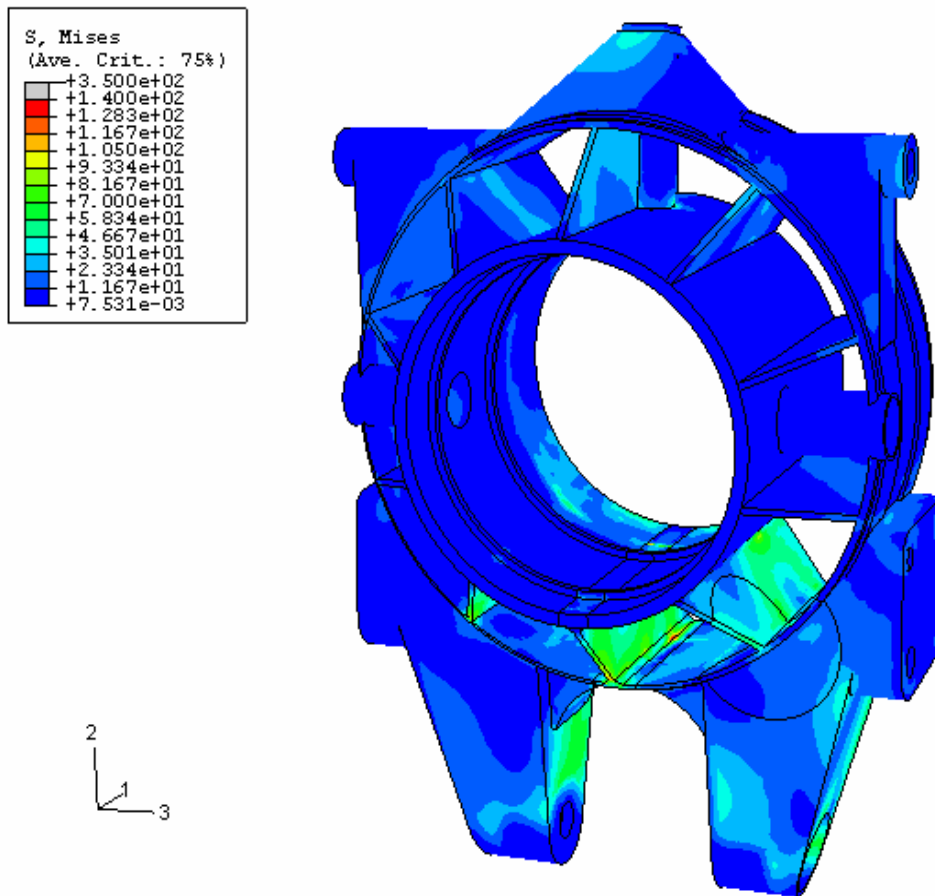


Figura 12: Distribución de tensión equivalente de von Mises para el caso de carga Aceleración. Vista frontal.

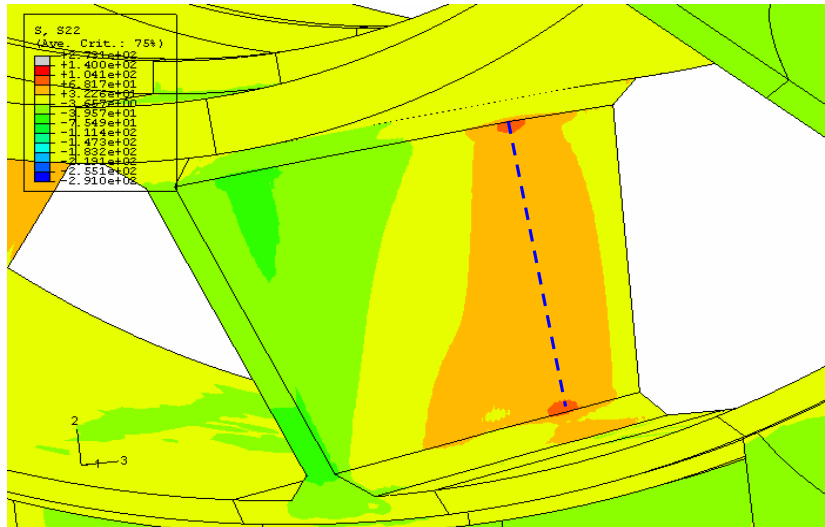


Figura 13: Distribución de tensión S22 sobre la aleta ubicada a la hora 6 para el caso de carga Aceleración.

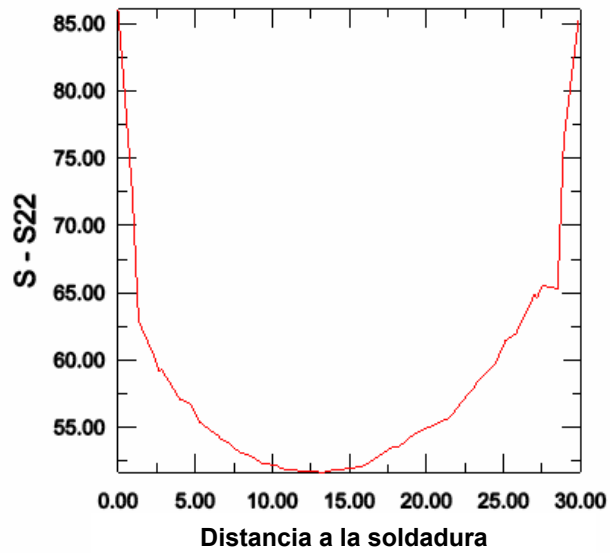


Figura 14: evolución con las distancia al cordón de soldadura de la componente de tensión S22. Aleta en la posición 6 hs, caso de carga Aceleración.

Los resultados obtenidos para el modelo del portamazas sometidos a los casos de carga considerados en este estudio permiten observar que las distintas partes de este componente se encuentran sometidas a un nivel de esfuerzos muy por debajo de los valores límites de fluencia y rotura. Al mismo tiempo los esfuerzos calculados tampoco superan los límites de fatiga de los materiales utilizados en su construcción. Estos resultados permiten predecir una buena aptitud del componente para soportar cargas cíclicas.

Dadas las limitaciones de espacio sólo se presentan para las parrillas resultados con las distribuciones de la tensión equivalente de von Mises para el caso de carga Aceleración (ver Figuras 15 y 16). El análisis realizado es análogo al presentado para el portamazas.

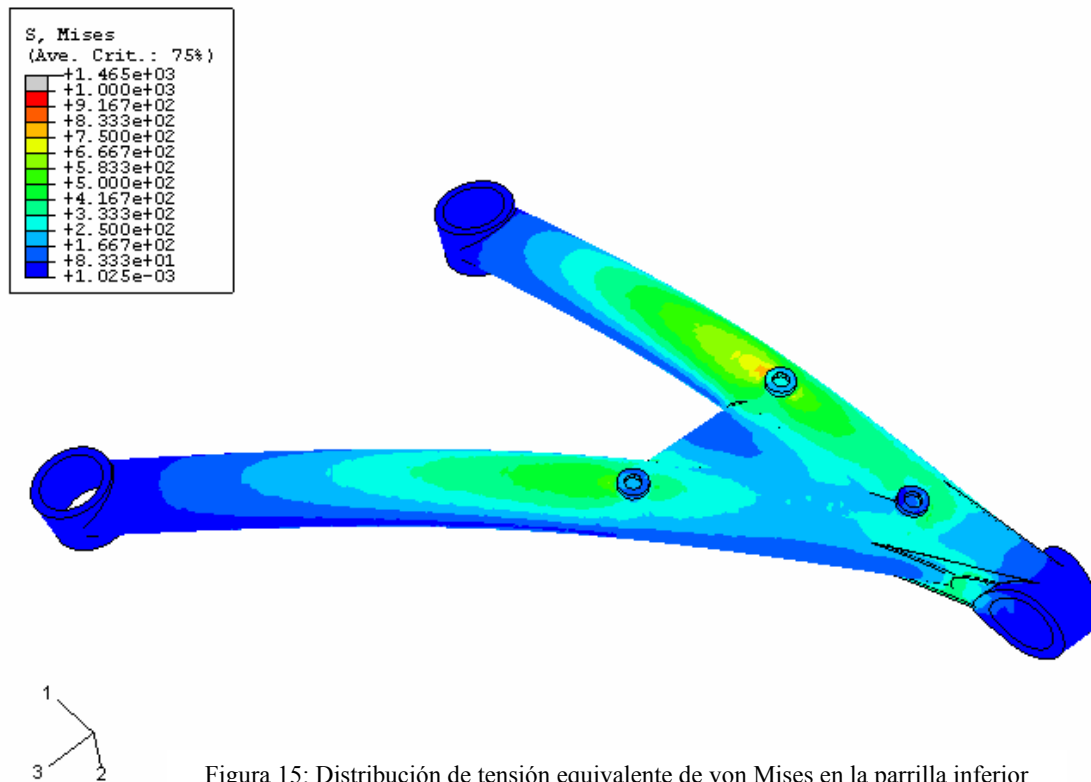


Figura 15: Distribución de tensión equivalente de von Mises en la parrilla inferior (vista inferior).

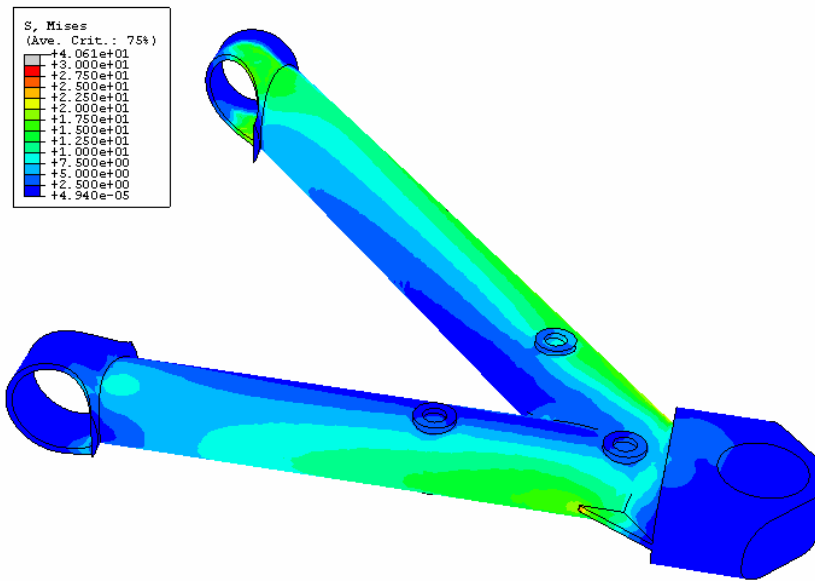


Figura 16: Distribución de tensión equivalente de von Mises en la parrilla superior (vista superior).

3.2. Llanta

Las Figuras 17 y 18 presentan los resultados de la tensión de von Mises sobre la llanta para el Caso de carga 4 (aceleración + bump en curva). El citado caso de carga resulta en los mayores niveles de esfuerzo sobre la llanta. El nivel nominal de esfuerzos es de aproximadamente 40 MPa, con un máximo de 145 MPa localizado en la cara posterior del rayo, cerca del extremo más próximo al centro de la rueda (ver Figura 18). El valor máximo de esfuerzo excede el límite admisible de diseño, el que corresponde al límite de fatiga de la aleación de AISi utilizada en la construcción de la llanta.

Sobre la base de los resultados obtenidos, la geometría de los rayos fue rediseñada con el objetivo de lograr un nivel de esfuerzos por debajo del límite de fatiga del material. Los cambios introducidos se ilustran en las Figuras 19 a 22. Las alteraciones al diseño original consisten en la disminución de las dimensiones de la descarga ubicada en la cara posterior de los rayos (ver zona indicada en rojo en las Figuras 19), el aumento de los radios de acuerdo entre el rayo y el aro exterior (ver zona indicada en verde en las Figuras 19), y el aumento de la sección de los rayos, para lo que se agregó material en sus caras anteriores (ver zona indicada en rojo en las Figura 21).

Finalmente, las Figuras 23 y 24 presentan los resultados de la tensión equivalente de von Mises para la geometrías original y modificada del rayo. Puede observarse la reducción general en el nivel de esfuerzos de acuerdo al objetivo planteado. En particular la reducción del valor máximo de esfuerzo es de 50%.

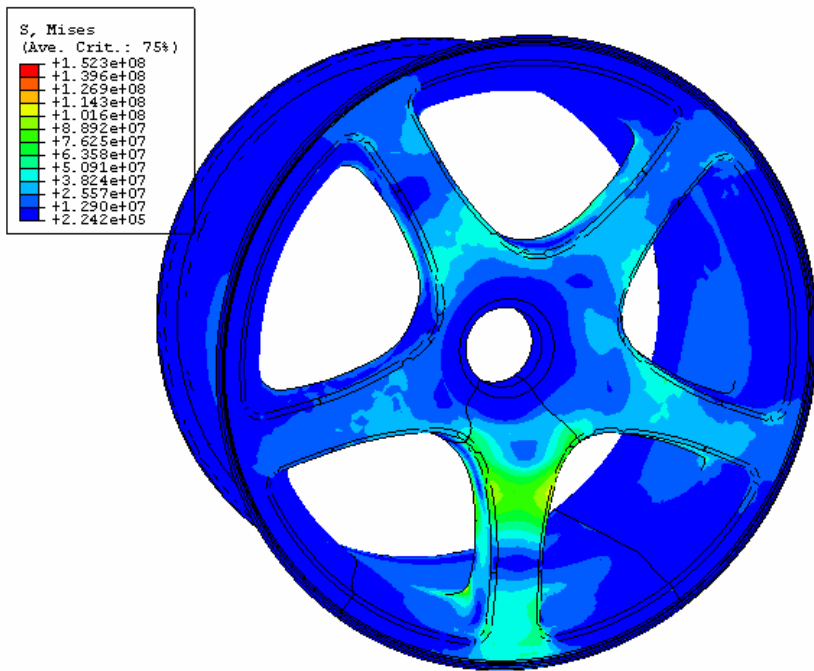


Figura 17: Tensión de von Mises para el Caso de carga 2 (aceleración + bump en curva). Vista anterior.

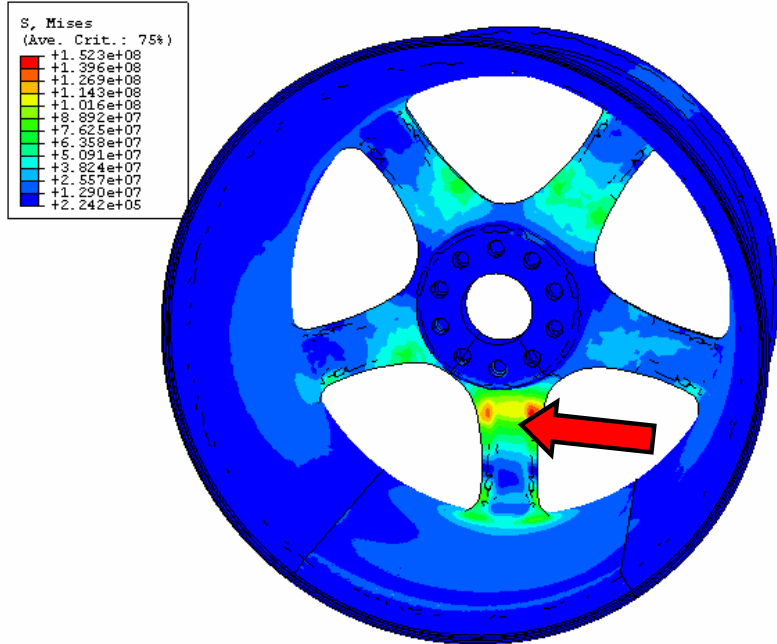


Figura 18: Tensión de von Mises para el Caso de carga 2 (aceleración + bump en recta). Vista posterior.

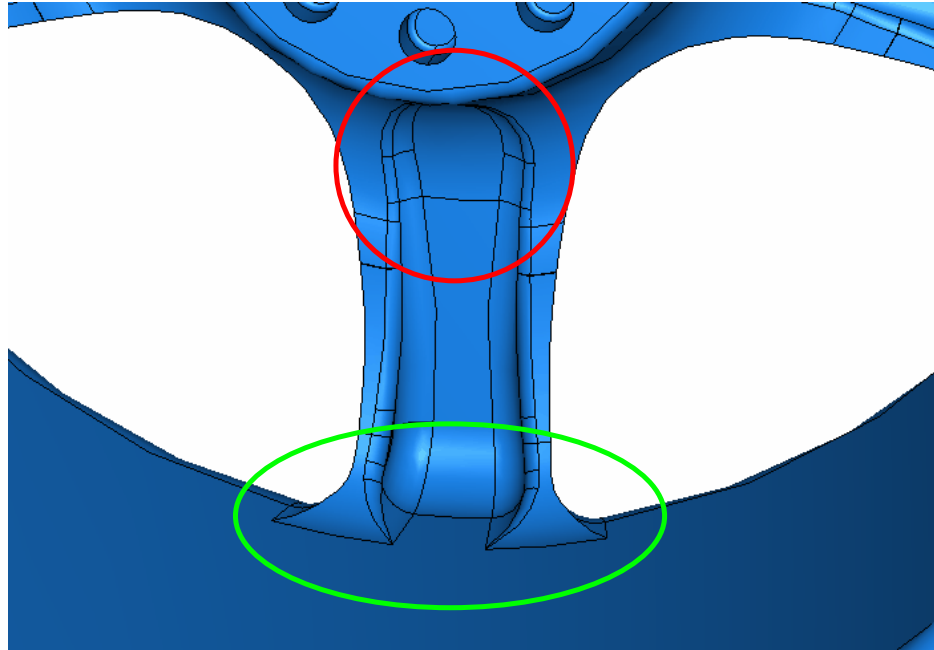


Figura 19: Diseño original de los rayos (vista posterior)

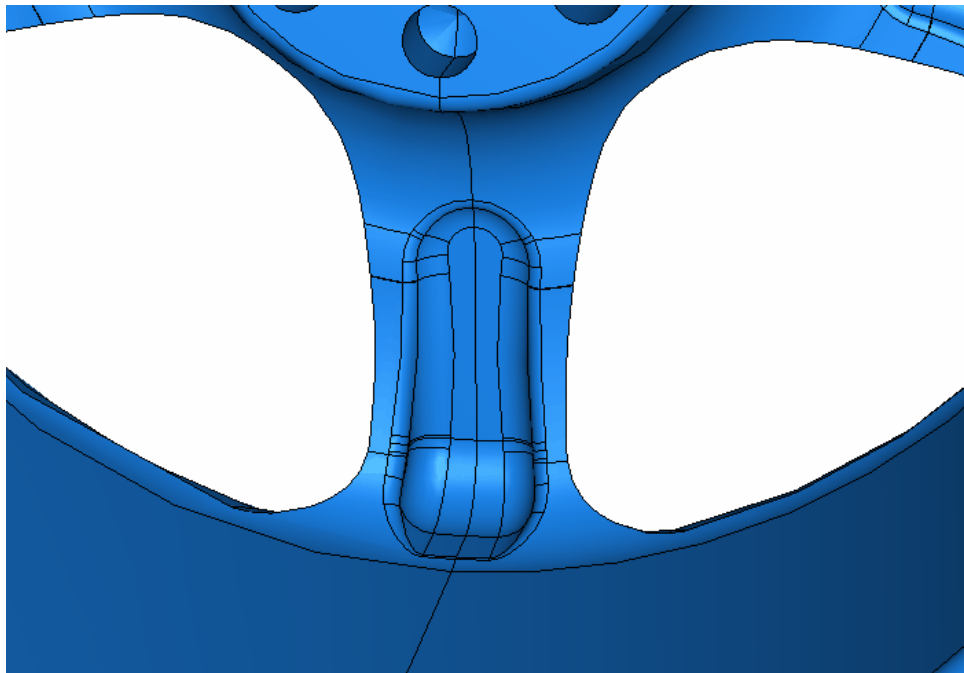


Figura 20: Nuevo diseño de los rayos (vista posterior)

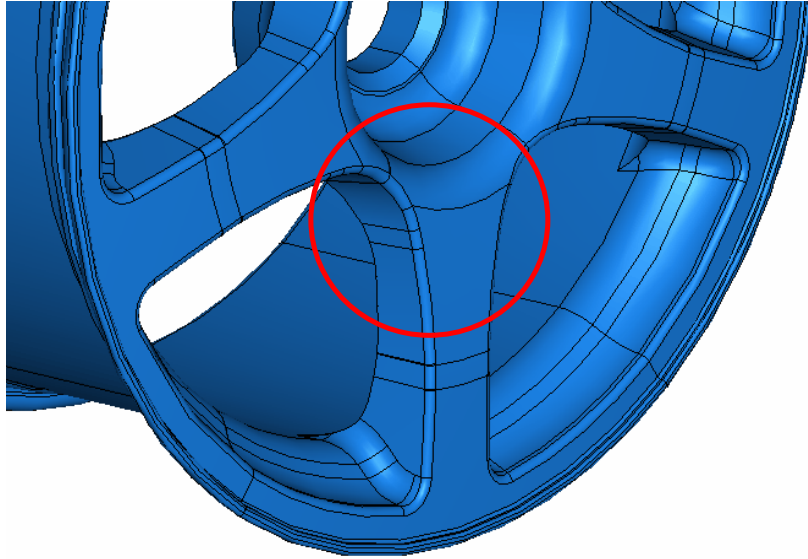


Figura 21: Diseño original de los rayos. (vista anterior)

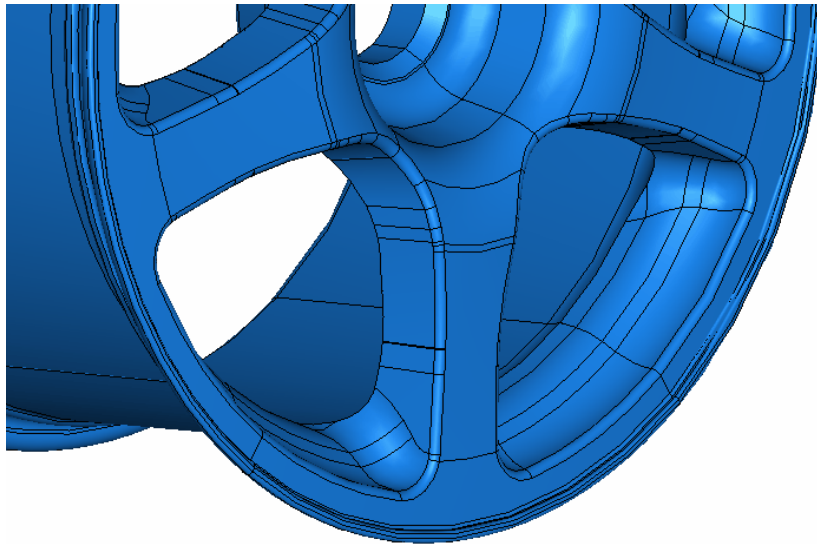


Figura 22: Nuevo diseño de los rayos (vista posterior)

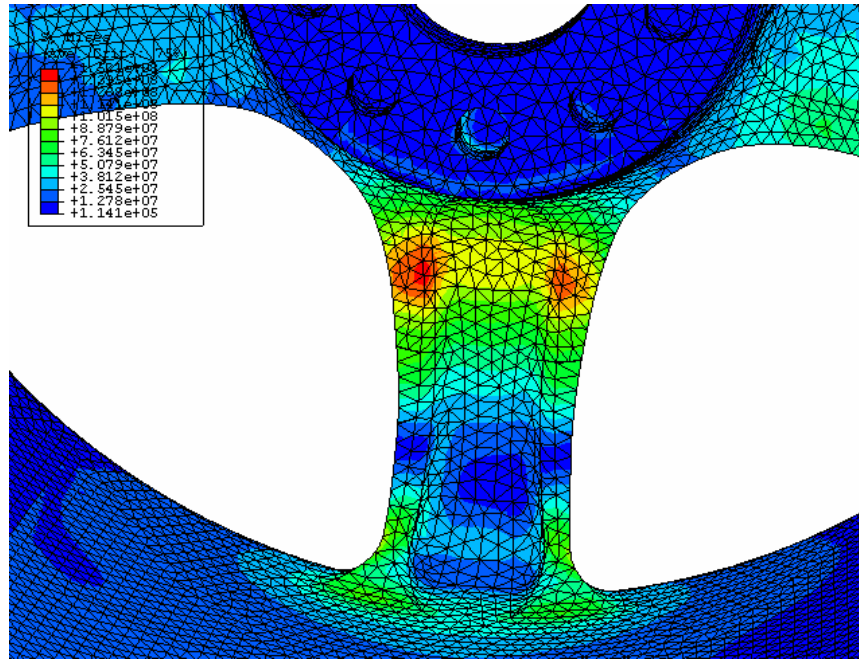


Figura 23: Distribución de tensión equivalente de von Mises para el diseño original del rayo.

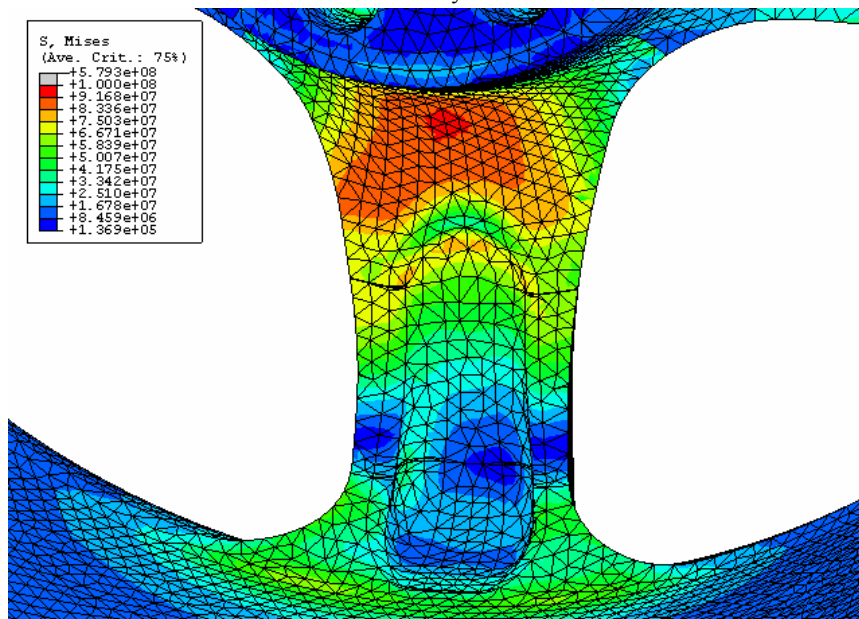


Figura 24: Distribución de tensión equivalente de von Mises para el tercer diseño del rayo.

4. COMENTARIOS FINALES

Los resultados de los modelos numéricos computacionales formaron parte de un estudio completo de aptitud para el servicio de los componentes del nuevo sistema de suspensión del TC2000. Este estudio incluyó el análisis y ensayo de prototipos de las distintas piezas. De esta forma se practicaron exámenes de microscopía óptica de los filetes de soldadura y zonas afectadas por el calor en busca de fisuras y otros defectos, se verificó la composición química de los materiales mediante análisis espectrométrico, y se analizó su microestructura mediante estudios metalográficos. Estos últimos comprendieron el revelado de la microestructura del material en las distintas zonas de las uniones soldadas, la identificación de las fases presentes y el relevamiento de sus propiedades mecánicas a partir de barridos de microdureza. Las tensiones residuales originadas durante el proceso de fabricación fueron medidas utilizando extensómetros eléctricos.

Los resultados de los análisis químicos y metalográficos, junto al de los ensayos mecánicos y los modelos computacionales, permitieron verificar la aptitud de los materiales, e introducir modificaciones en el diseño original de las piezas y sus procesos de fabricación que aseguren su capacidad para soportar las cargas a las que se ven sometidas durante la competencia.

5. REFERENCIAS

- [1] Reglamento Técnico de la Categoría TC 2000, Año 2004 (disponible en www.tc2000.com.ar)
- [2] Abaqus V6.4. Hibbitt, Karlsson & Sorensen Inc., Rhode Island, USA. <http://www.abaqus.com>, (2003).