



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ESTUDIO Y OPTIMIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DE UNA TRANSMISIÓN TIPO CARDAN DE UNA MOTOCICLETA

Alumno: Eduardo Martínez Hernández

Tutor: Francisco Javier Gómez de la Cruz

Depto.: Máquinas y Motores Térmicos

Septiembre, 2018

ÍNDICE

1	Resumen.....	2
2	Introducción	3
2.1	Contextualización.....	3
2.2	Objeto de estudio	6
3	Objetivos	7
4	Materiales y Métodos	8
4.1	Materiales	8
4.2	Métodos	8
4.2.1	Estudio estático y a fatiga de la transmisión.....	8
4.2.2	Optimización del diseño de la transmisión	39
5	Discusión	43
5.1	Resultados.....	43
5.1.1	Estudio estático y a fatiga de la transmisión.....	43
5.1.2	Optimización del diseño de la transmisión	44
5.2	Limitaciones	45
6	Conclusiones	46
7	Planos.....	47
8	anexos	55
8.1	Anexo1: Modelado de piezas con SolidWorks.....	55
8.2	Anexo 2: Informe generado por SolidWorks	67
9	Referencias bibliográficas	98

1 RESUMEN

En los últimos años, la aplicación de técnicas computacionales para el cálculo de problemas de ingeniería se ha desarrollado de forma notable en todas sus áreas. La posibilidad de aplicar el Método de los Elementos Finitos a problemas complejos mediante *software* ha supuesto una mejora de la calidad de los diseños, gracias a la posibilidad de optimizarlos antes siquiera de ser fabricados. Esta herramienta también ha conseguido disminuir el tiempo de diseño y fabricación, así como los costes de cualquier proyecto.

En esta memoria se pretende estudiar un caso práctico de aplicación de esta técnica en un modelo de una transmisión Cardan de una motocicleta, y a su vez comparar los resultados obtenidos con los que arrojan los cálculos analíticos mediante la aplicación de la elasticidad y resistencia de los materiales clásica. El objetivo de este trabajo es mostrar el potencial de esta técnica, y ponerla en el marco de la elasticidad y resistencia de los materiales para mostrar su posible aplicación.

Palabras clave: Cardan, Transmisión, Motocicleta, Elementos Finitos, MEF, Elasticidad, Resistencia, Fatiga.

2 INTRODUCCIÓN

2.1 Contextualización

En lo que a motocicletas se refiere, el elemento mecánico de transmisión más utilizado es la cadena. No obstante, aunque menos conocidos, existen otros tipos como son la transmisión por correa y la **transmisión por Cardan**.

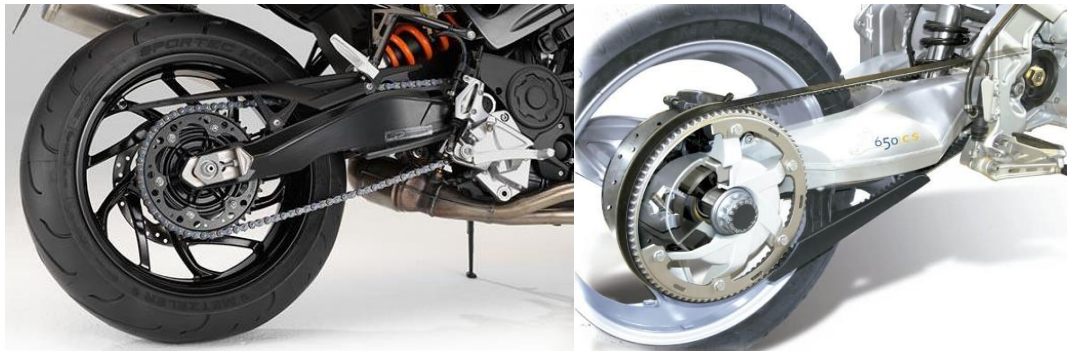


Figura 2.1.1 Transmisión mediante cadena y correa [1]

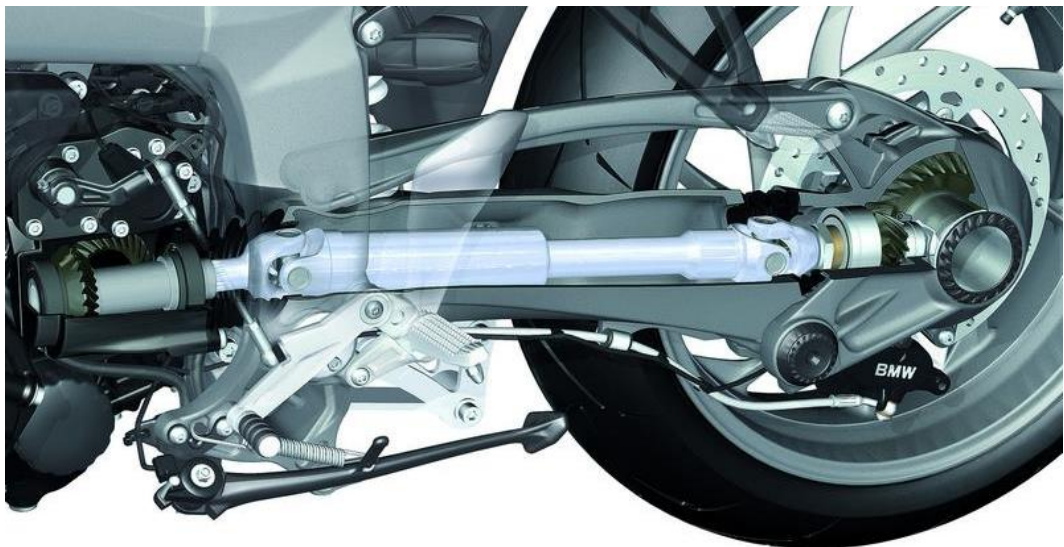


Figura 2.2.2 Transmisión mediante árbol Cardan [2]

El árbol Cardan es un elemento mecánico constituido por un eje en cuyos extremos se sitúan dos juntas universales, o juntas Cardan.



Figura 2.3.3 Junta Cardan [3]

Estas juntas permiten unir dos ejes no coaxiales, de modo que con la configuración de este árbol es posible transmitir par desde un eje de entrada a otro de salida, aunque estos no sean ni coaxiales ni paralelos.



Figura 2.1.4 Árbol Cardan [4]

La transmisión mediante este tipo de árboles cuenta con el problema de que la velocidad de giro no se mantiene constante. El único modo de conseguir una transmisión homocinética es que los ejes de entrada y salida sean paralelos o convergentes, y que los ángulos de las juntas sean iguales y las horquillas sean coplanarias, como se muestra en la Figura 2.1.5:

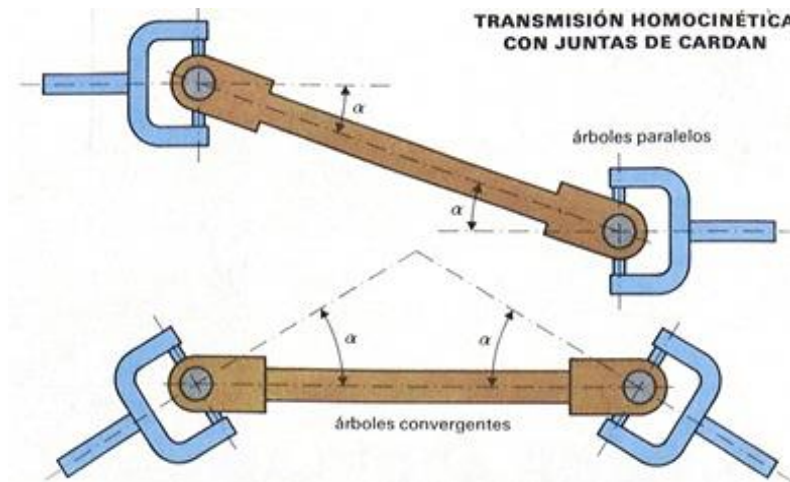


Figura 2.1.5 Transmisión homocinética [5]

Existen también árboles telescópicos, de modo que también permiten la variación de distancia entre el eje de entrada y el de salida.



Figura 2.1.6 Árbol Cardan telescópico [6]

2.2 Objeto de estudio

En este caso la transmisión a analizar es la de una motocicleta de la marca **BMW**, modelo **R850R**. En este modelo y en muchos otros de dos cilindros opuestos, esta casa utiliza un sistema de suspensión trasera denominado *Paralever* [7]. Este está compuesto por una carcasa de aleación ligera, en cuyo interior se encuentra el árbol Cardan, y por un brazo basculante. Estos elementos están conectados entre sí mediante rodamientos, y a su vez el brazo basculante se conecta al bastidor de la motocicleta mediante un brazo de par, obteniendo una geometría de paralelogramo (Figura 2.2.1). La cinemática de este sistema consigue que no se produzcan cambios de longitud entre los ejes de entrada y salida, por lo que el árbol Cardan no necesitará ser telescópico.



Figura 2.2.1 Sistema Paralever (paralelogramo representado en rojo)

3 OBJETIVOS

Entre los objetivos perseguidos en la realización de este trabajo se encuentran:

- Conocer el comportamiento mecánico de la transmisión de tipo Cardan, así como los elementos que la componen.
- Determinar, mediante distintos métodos, los esfuerzos generados en los elementos de la transmisión para conocer dónde se dan las condiciones críticas.
- Comparar los resultados obtenidos mediante el Método de los Elementos Finitos con los obtenidos mediante cálculos analíticos, para así comprobar que ambos se han aplicado correctamente.
- Optimizar el comportamiento mecánico de la transmisión, mediante modificaciones en la geometría original de los elementos que la componen.

4 MATERIALES Y MÉTODOS

4.1 Materiales

Para la realización de este trabajo los materiales utilizados han sido los siguientes:

- Herramientas de medición, tales como cinta métrica, pie de rey, micrómetro...
- Transmisión Cardan de una motocicleta BMW R850R amablemente cedida por el taller mecánico de motocicletas de Icaro Motor, concesionario y servicio técnico de BMW en Jaén.
- Software CAD/CAE (SolidWorks)

4.2 Métodos

4.2.1 Estudio estático y a fatiga de la transmisión

El método utilizado para este estudio es la ingeniería inversa, es decir, análisis de un elemento real para conocer su geometría, su proceso de fabricación y los elementos que lo componen. A continuación, vemos unas imágenes tomadas del eje Cardan en cuestión.



Figura 4.2.1.1 Árbol Cardan BMW R850R



Figura 4.2.1.2 Acoplamiento a la caja de cambios



Figura 4.2.1.3 Acoplamiento a la propulsión trasera



Figura 4.2.1.4 Detalle de acoplamientos mediante ejes y cubos nervados

Tras la toma de medidas de cada pieza de la transmisión el siguiente paso ha sido modelarlas en 3D mediante software CAD (SolidWorks), y una vez hecho esto se ha realizado un ensamblaje virtual teniendo en cuenta las relaciones y restricciones entre elementos existentes en el ensamblaje real, tales como condiciones de concentricidad, coincidencia, contacto, etc.

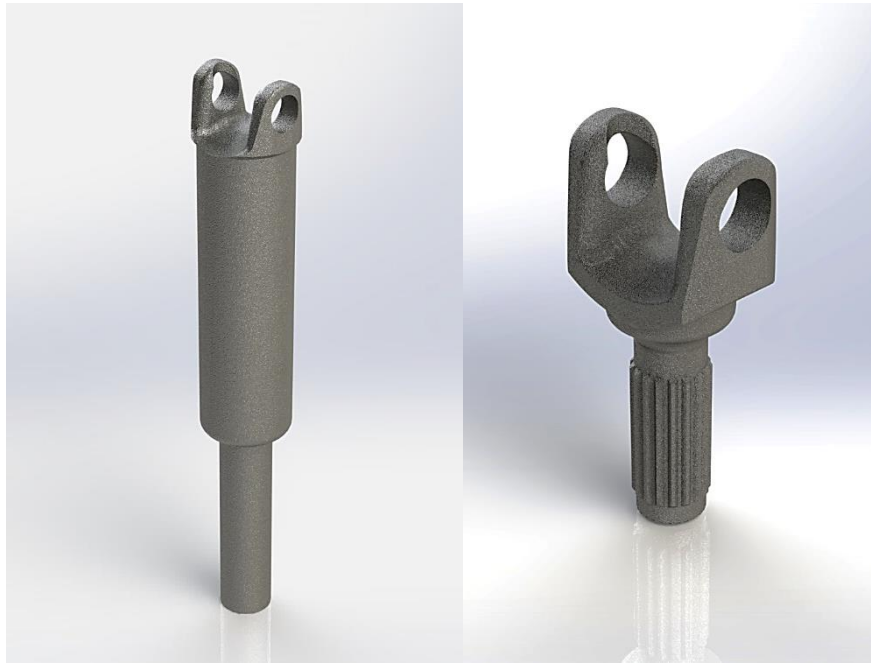


Figura 4.2.1.5 Eje y brida de conexión con propulsión trasera

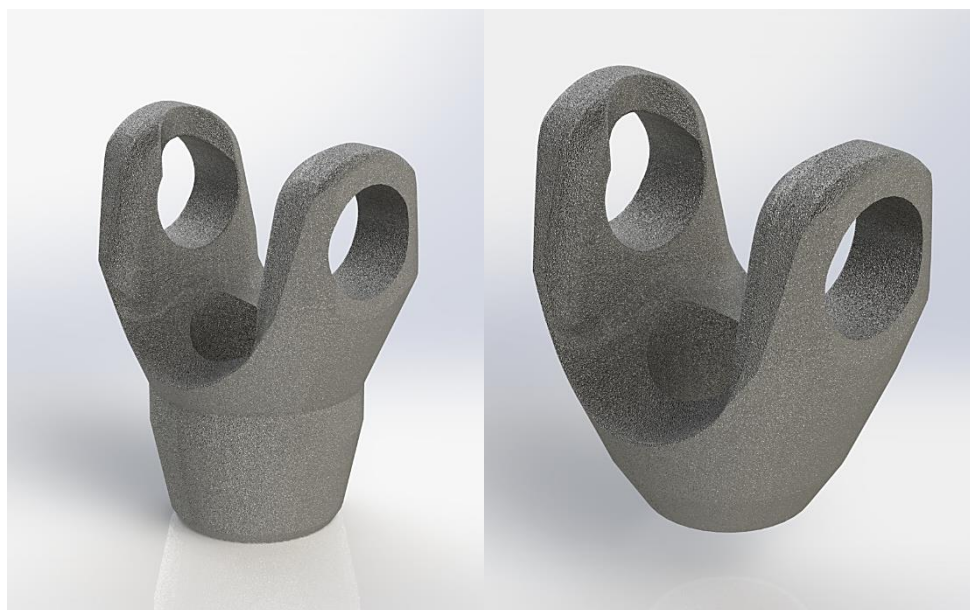


Figura 4.2.1.6 Bridas de la caja de cambios y de la propulsión trasera

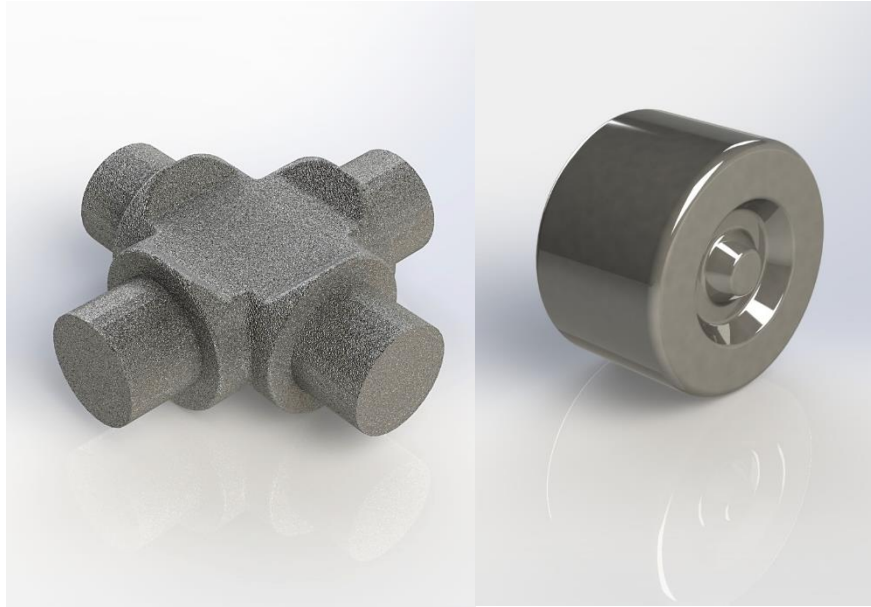


Figura 4.2.1.7 Cruceta de la junta Cardan y casquillo del rodamiento de agujas

Cabe resaltar que cada uno de los extremos de la cruceta lleva acoplado un rodamiento de agujas, pero a efectos del estudio que se ha realizado es preferible prescindir de dichas agujas a la hora de realizar el ensamblaje, y sustituirlas por una condición de rodamiento entre el casquillo y el extremo de la cruceta. De esta forma se evita que se produzcan altas tensiones localizadas y posibles errores por contactos y penetraciones entre elementos. Además, el objeto de estudio es el árbol en sí, la elección de los rodamientos requeriría otro proceso de diseño que aquí no se contempla.

Así quedaría el ensamblaje de la junta Cardan real:



Figura 4.2.1.8 Junta Cardan (casquillos transparentes para visualizar las agujas)

Una vez realizado el ensamblaje completo, el resultado final es el presentado en la Figura 4.2.1.9.

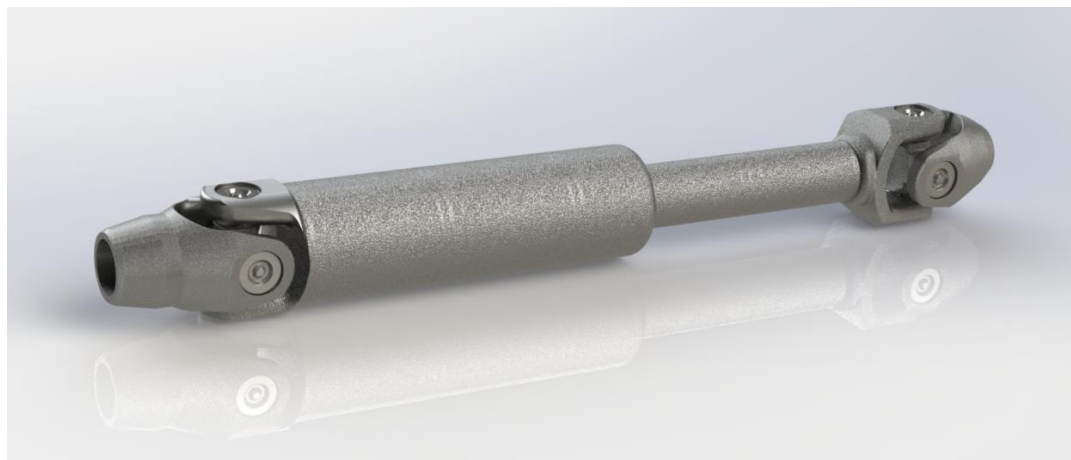


Figura 4.2.1.9 Ensamblaje del árbol de transmisión Cardan

A este modelo se le han asignado una serie de condiciones de contorno para simular su comportamiento real. En la horquilla que conecta con la caja de cambios se ha añadido una carga de momento torsor constante de valor 77 Nm. Este momento representa el par que transmitiría el motor al árbol Cardan, y su valor es el del par máximo que ofrece el motor, obtenido de su ficha técnica. En la horquilla contraria, la que conecta con la propulsión trasera, se ha añadido una condición de cara fija para simular el bloqueo de la rueda cuando el vehículo se encuentra en reposo. Para este análisis no se ha tenido en cuenta la aceleración de la gravedad, ya que la masa del elemento es muy pequeña como para que la fuerza peso suponga una diferencia notable en los cálculos.

R 850 R, R 1150 R.

		R 850 R/R 850 R Modelo especial	R 850 R 25 kW/34 CV	R 1150 R	
Motor					
Cilindrada	cm ³	848		1130	
Diámetro/Carrera	mm	87,5/70,5		101/70,5	
Potencia	kW/CV	52/70	25/34	62,5/85	
A	r.p.m.	7000	5000	6750	
Par motor	Nm	77	60	98	
A	r.p.m.	5500	2500	5250	

Figura 4.2.1.10 Ficha técnica motor BMW R850R [8]

En la práctica esto no sucede así, ya que al accionar el acelerador para mover el vehículo que parte del reposo el par transmitido es menor. El par máximo se da para un régimen de giro del motor y una potencia desarrollada determinados, que no se dan en el momento de iniciar el movimiento. Sin embargo, se ha decidido tomar este valor para estudiar el caso más desfavorable posible en términos de transmisión.

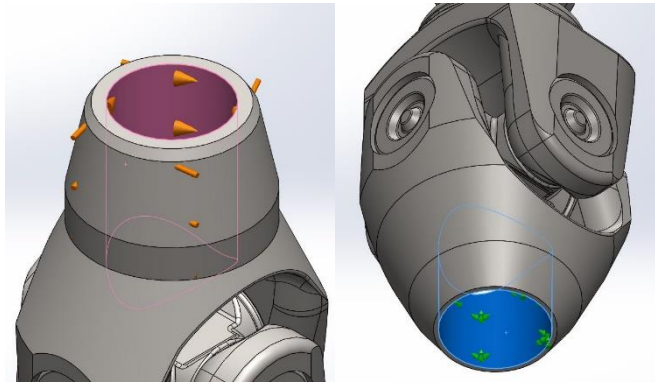


Figura 4.2.1.11 Momento (naranja) aplicado sobre la cara (rosa) que conectaría con la caja de cambios, y condición fija (verde) sobre la cara que conectaría con la propulsión trasera (azul)

Las caras marcadas (rosa y azul) realmente tendrían nervios, que conectarían con los ejes nervados de salida de la caja de cambios y de entrada a la propulsión trasera, pero con objeto de simplificar la geometría se ha prescindido de ellos, ya que no afecta al resultado del estudio. Igualmente, la conexión entre el tubo del eje y la horquilla que conecta con la propulsión trasera se ha sustituido por una unión sólida, en vez de una unión mediante nervios, ya que de otro modo habría que tener en cuenta tolerancias geométricas, ajustes y otros detalles de mayor complejidad.

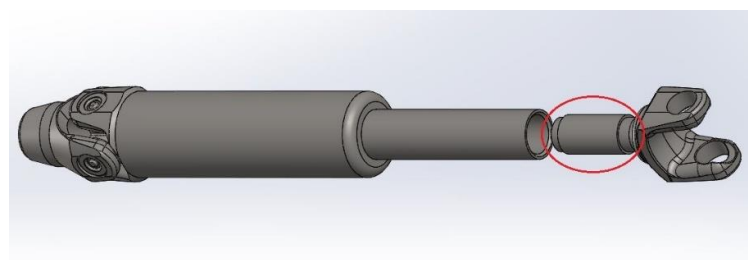


Figura 4.2.1.12 Detalle de unión sólida entre árbol y horquilla

Para que el modelo se comporte mecánicamente igual que la transmisión real hay que asignarle a cada elemento las propiedades del material del que está fabricado. En este caso sólo diferenciamos dos materiales; *acero AISI 52100 (Acero para rodamientos)* para los rodamientos que se encuentran en los extremos de las crucetas, y *acero al carbono fundido* para el resto de elementos que componen la transmisión.

Una vez que el modelo está totalmente definido, se requiere de un **software de análisis por el método de los elementos finitos** (en este caso se ha utilizado el módulo *SolidWorks Simulation*). Este método numérico consiste en la subdivisión de la geometría en partes más pequeñas denominadas **elementos**, para así discretizar el dominio continuo del problema en un número finito de éstos. A su vez, los elementos están conectados entre sí mediante puntos denominados **nodos**, y al conjunto de elementos y nodos se le llama **mallado**. Al resolver las ecuaciones de comportamiento físico, la solución exacta sólo se obtendrá en los nodos. En el resto de puntos la solución será aproximada, resultado de una interpolación entre los resultados obtenidos en los nodos. Por tanto, la solución alcanzada por este método es sólo aproximada. Es por esto que se obtendrá una mayor precisión en los cálculos cuantos más elementos y nodos se utilicen, es decir, cuanto más fina sea la malla.

En el caso del estudio aquí realizado, se ha comenzado mallando el modelo (Figura 4.2.1.13) con un tamaño medio.

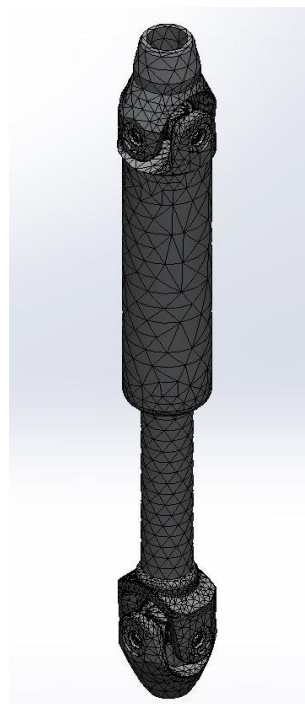


Figura 4.2.1.13 Primer mallado

Al ejecutar el primer análisis obtenemos los siguientes resultados (Figura 4.2.1.14):

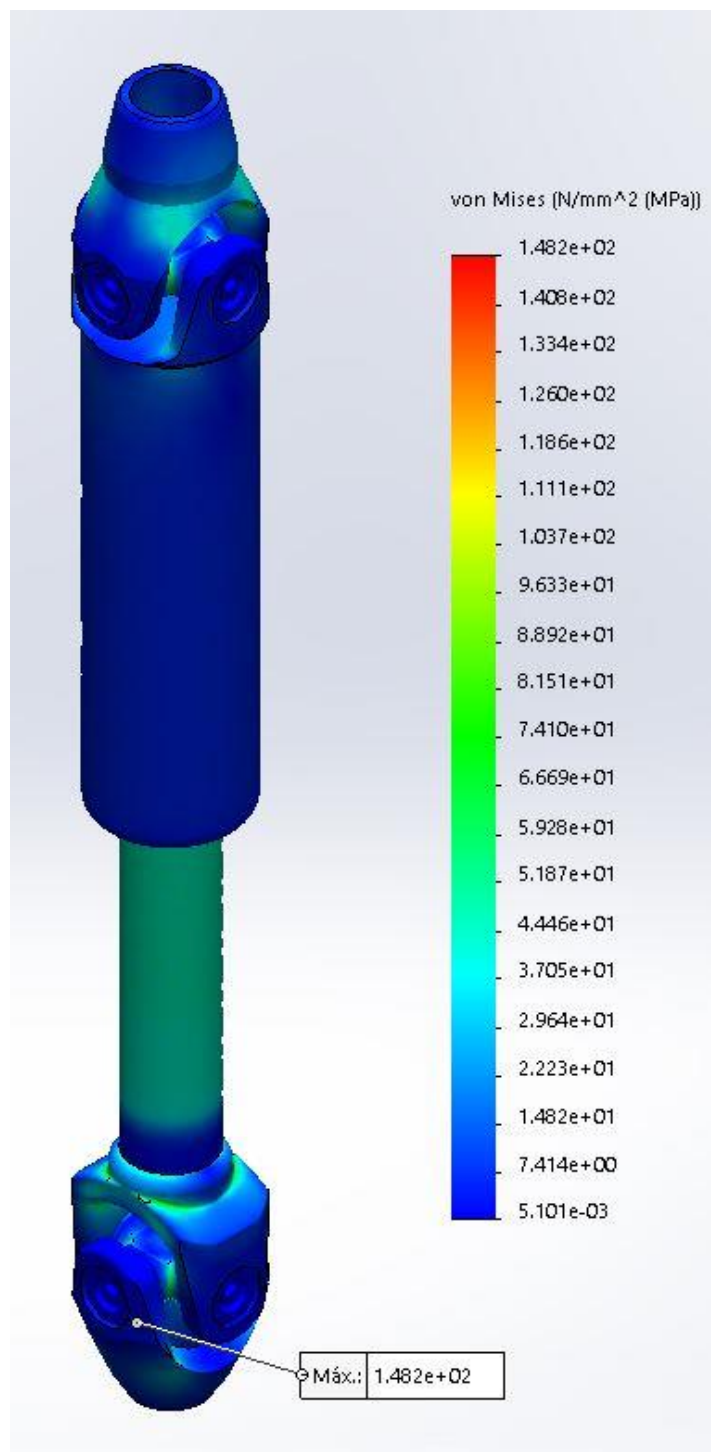


Figura 4.2.1.14 Primer resultado

Como se puede observar, se obtiene un valor máximo de la tensión equivalente de von Mises de 148.2 MPa. Además, se ha configurado el programa para que muestre la posición en la que se encuentra dicha tensión (Figura 4.2.1.15)

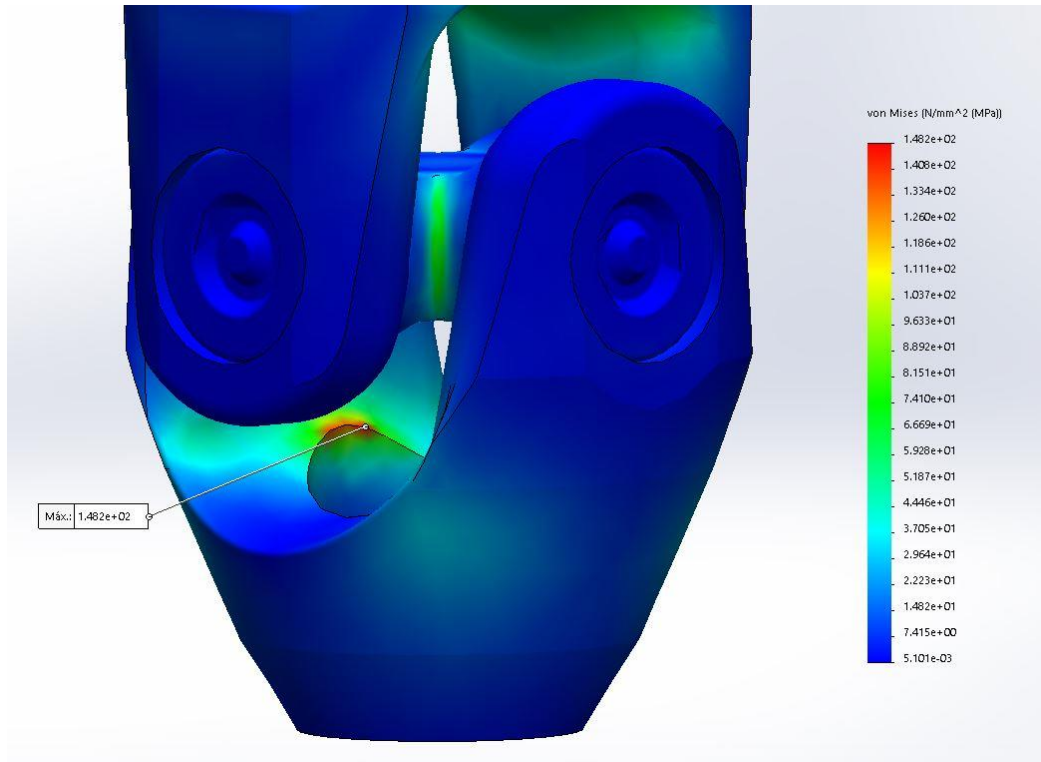


Figura 4.2.1.15 Detalle de la localización de la tensión máxima

Una vez obtenidos estos resultados, se ha decidido utilizar una malla más fina y añadir un control de malla para refinar las zonas adyacentes a esta tensión máxima, así como en otras que contienen concentradores de tensiones y otras zonas de interés para el estudio (Figura 4.2.1.16 y Figura 4.2.1.17).

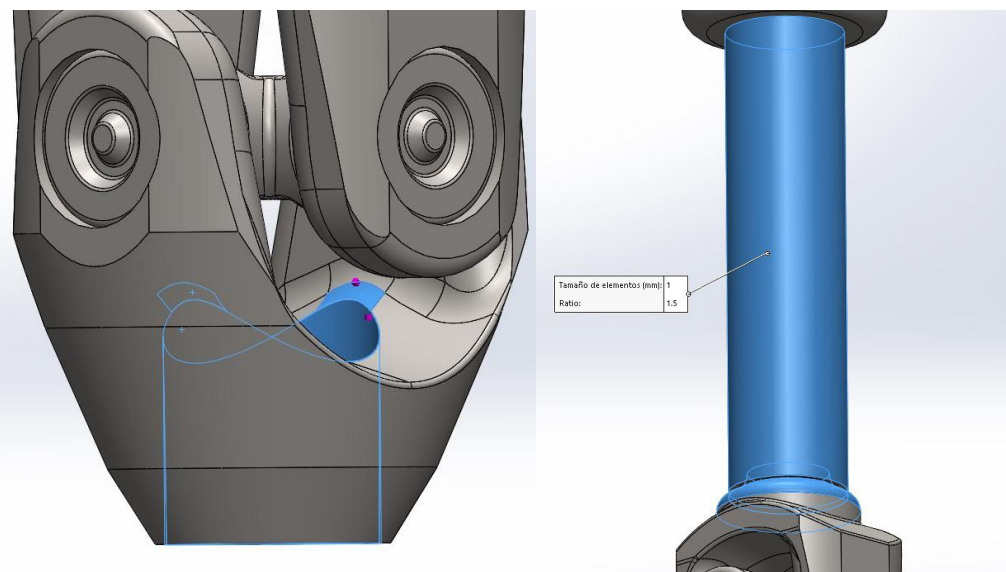


Figura 4.2.1.16 Zonas de control de mallado

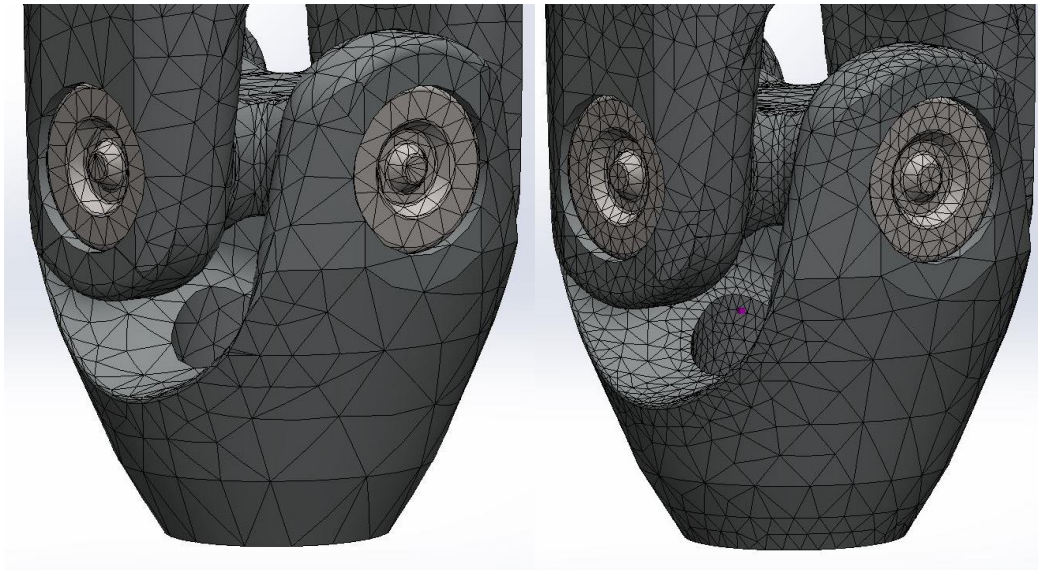


Figura 4.2.1.17 Antes y después del refinado de la malla

Hecho esto, se he ejecutado de nuevo el análisis, obteniendo los resultados mostrados en la Figura 4.2.1.18.

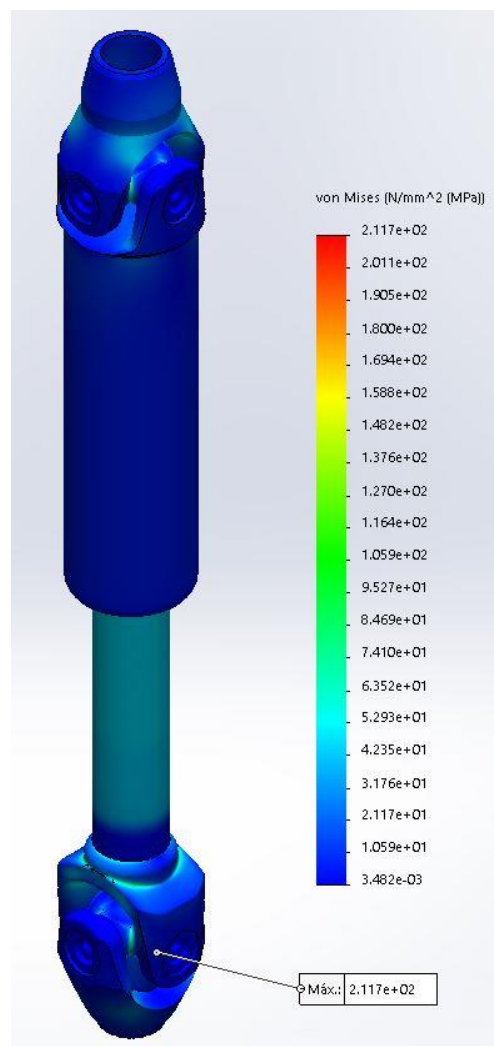


Figura 4.2.1.18 Segundo resultado

Ahora el valor de la tensión máxima ha ascendido hasta 211.7 MPa. Esto es debido a que, al refinar la malla, se obtiene un valor más realista de dicha tensión. Este valor es cercano al del límite elástico del material (248 MPa para el acero al carbono fundido), por lo que se ha decidido localizar este punto y optimizarlo.

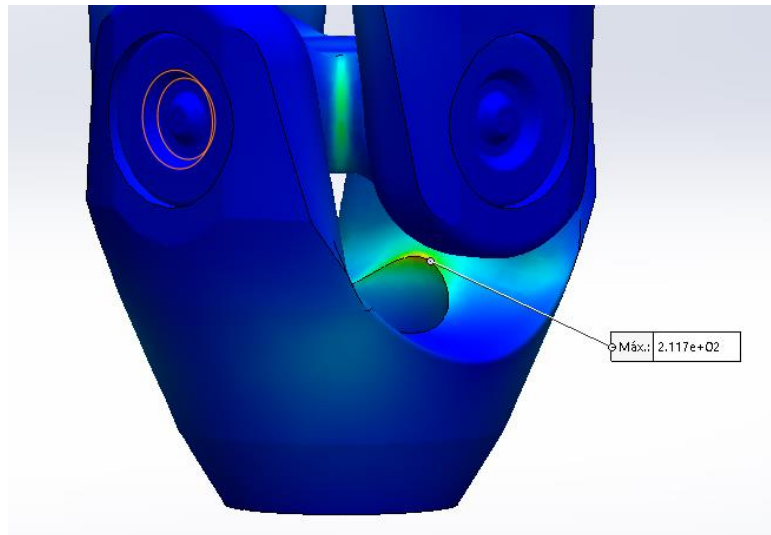


Figura 4.2.1.19 Localización de la máxima tensión tras el refinado de malla

Se observa que la máxima tensión se da por la existencia de una arista viva, la cual funciona como concentrador de tensiones, por lo que se le ha aplicado un redondeo en dicha arista con intención de reducirla (Figura 4.2.1.20).

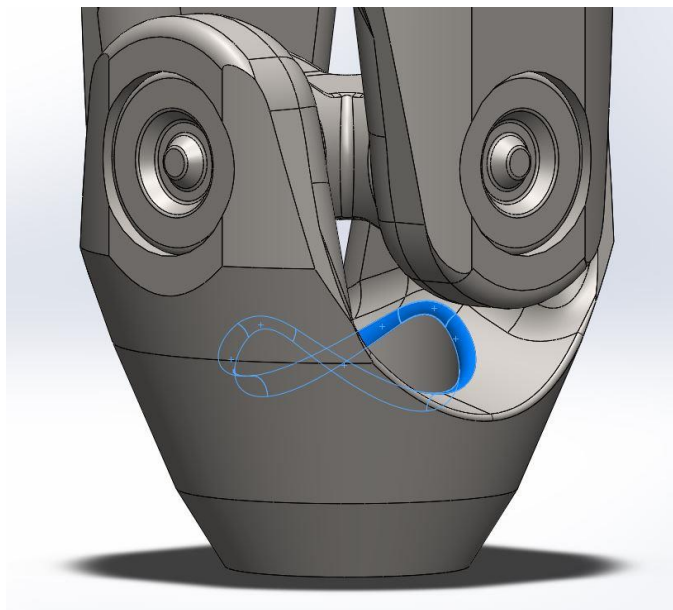


Figura 4.2.1.20 Redondeo aplicado sobre arista viva

Tras cualquier modificación en la geometría hay que volver a mallar el modelo, así que se han aplicado controles de malla en las mismas zonas que antes eran críticas para analizar la influencia del redondeo.

Como se puede observar en la Figura 4.2.1.21, la tensión máxima se mantiene en la misma zona, pero su valor se ha reducido considerablemente (166.6 MPa, reducción de 45 MPa).

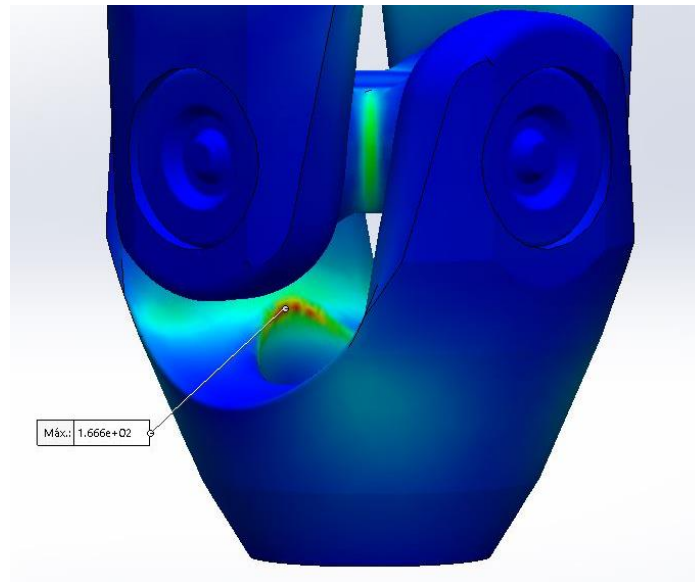


Figura 4.2.1.21 Tensión máxima tras aplicar el redondeo

Se tomará este modelo como definitivo de aquí en adelante. Se muestran a continuación los resultados de tensiones y desplazamientos (Figura 4.2.1.22).

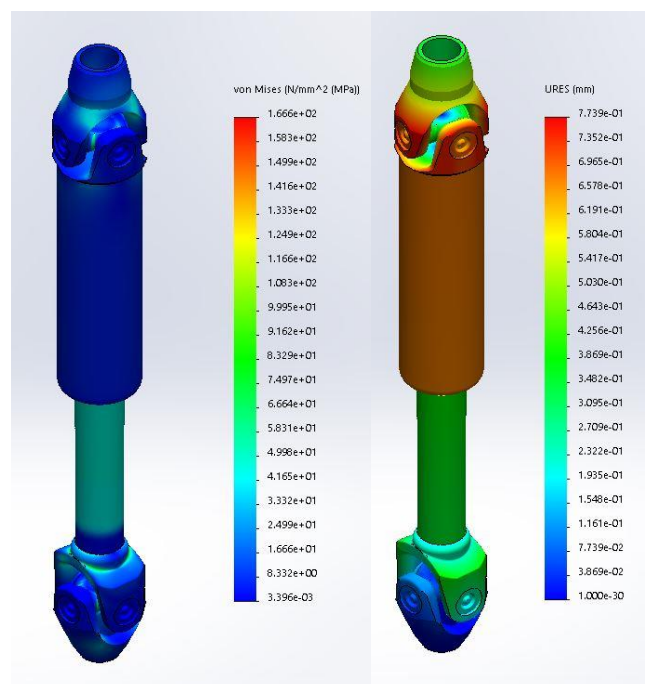


Figura 4.2.1.22 Tensiones de von Mises (MPa) y desplazamientos (mm)

Se puede realizar una vista en corte para visualizar lo que ocurre en el interior del modelo (Figura 4.2.1.23):

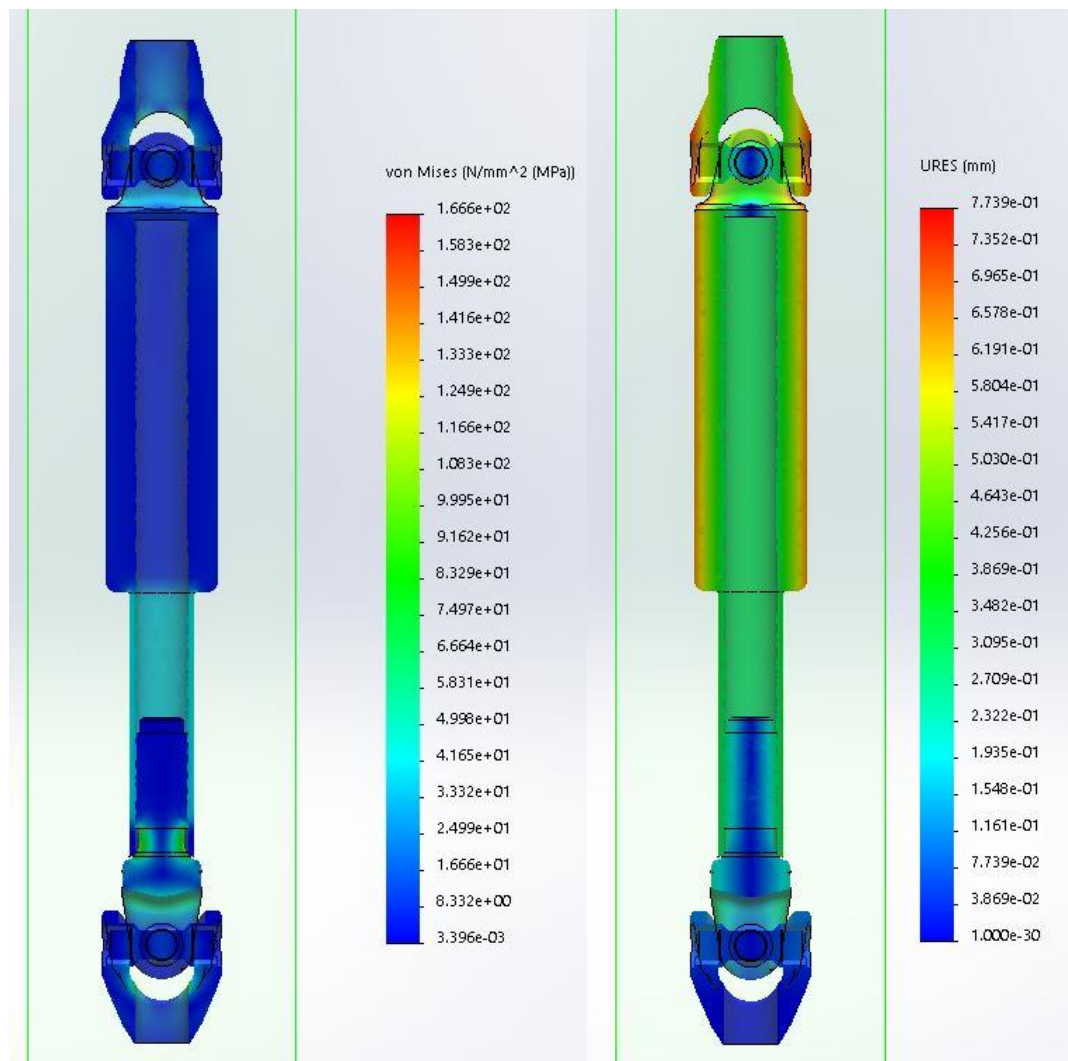


Figura 4.2.1.23 Vista de corte de tensiones de von Mises y desplazamientos

Como se puede observar, las zonas que van a tener un mayor desplazamiento son las que se encuentran hacia el exterior del modelo, tendiendo a cero de fuera hacia dentro.

También es posible ver la configuración deformada del modelo. Para poder visualizar más claramente cómo se deforma el modelo se ha utilizado una escala de deformación de 10, por lo que se obtiene una deformada exagerada (Figura 4.2.1.24).

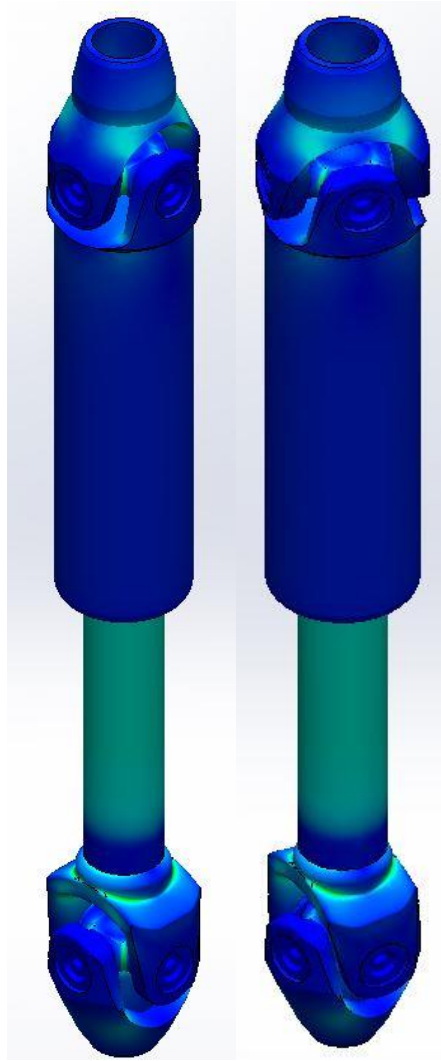


Figura 4.2.1.24 Configuración sin deformar y deformada

A continuación, se ha realizado una comprobación a resistencia del eje mediante métodos analíticos, con la intención de verificar que el análisis computacional mediante el método de los elementos finitos (MEF, de aquí en adelante) es correcto.

Para el caso del eje de menor sección, se trata de un tubo hueco de acero al carbono, con los siguientes datos:

- Módulo de elasticidad: $E=200000$ MPa
- Límite elástico: $S_y=248.168$ MPa
- Diámetro exterior: $D_e=29$ mm
- Diámetro interior: $D_i=23$ mm

La única carga que va a soportar este eje es la de torsión provocada por el momento de 77 Nm, por lo que va a estar sometido a un estado de tensión plana en el plano perpendicular al de su eje longitudinal, en el que sólo intervendrán esfuerzos tangenciales.

El esfuerzo tangencial en un eje sometido a torsión se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (1)$$

Donde:

- τ = tensión tangencial
- T = par torsor
- r = radio en el cual se quiere calcular la tensión
- J = segundo momento polar del área

La teoría de la energía de deformación de von Mises establece que la falla por fluencia se dará cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcance o exceda la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a fluencia del material. Tras desarrollar esta teoría se obtiene que la falla se producirá cuando al calcular una tensión, denominada *tensión equivalente de von Mises*, ésta supere el límite elástico del material.

En el caso de este estudio, en el que las condiciones son de esfuerzo plano, la expresión a la que se llega para el cálculo de la tensión equivalente de von Mises es la siguiente [9]:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (2)$$

Se demuestra que para tensión plana y en caso de cortante puro, como es el caso de la torsión, las tensiones normales son nulas ($\sigma_x = \sigma_y = 0$) [9]. Por lo tanto, la expresión (2) quedaría de la siguiente forma:

$$\sigma_{eq} = (\tau_{xy})_{\max} \sqrt{3} \quad (3)$$

Para utilizar el mismo sistema de referencia que el del modelo, se ha tomado el eje Y como eje de aplicación del momento, y el plano XZ como el perpendicular a éste.

Para una sección transversal redonda hueca, el segundo momento polar de área J se puede calcular con la siguiente expresión [9]:

$$J = \frac{\pi}{32} (D_e^4 - D_i^4) \quad (4)$$

Sustituyendo D_e y D_i :

$$J = \frac{\pi}{32} (29 - 23) \text{ mm} = 41963.82 \text{ mm}^4$$

Sabiendo que la tensión tangencial máxima $(\tau_{xz})_{\text{máx}}$ se dará en la zona externa del eje, es decir, donde el radio es mayor, sustituyendo en la expresión (1) se obtiene:

$$(\tau_{xz})_{\text{máx}} = \frac{T \cdot r_{\text{máx}}}{J} = \frac{77 \text{ N} \cdot \text{m} \times 10^3 \text{ mm/m} \times \frac{29 \text{ mm}}{2}}{41963.82 \text{ mm}^4} = 26.6 \text{ N/mm}^2 = 26.6 \text{ MPa}$$

Basta con sustituir este resultado en la ecuación (3) para obtener la tensión equivalente de von Mises:

$$\sigma_{eq} = (\tau_{xz})_{\text{máx}} \sqrt{3} = 26.6 \text{ MPa} \times \sqrt{3} = 46.08 \text{ MPa}$$

Este valor es muy inferior al del límite elástico del material, por lo que cumple el criterio de falla a elasticidad. El factor de seguridad puede calcularse del siguiente modo:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = 5.385 \quad (5)$$

Volviendo al resultado del análisis mediante el MEF, *SolidWorks Simulation* permite conocer el valor de una magnitud en un punto concreto del modelo mediante selección manual. Seleccionando un punto exterior del eje analizado:

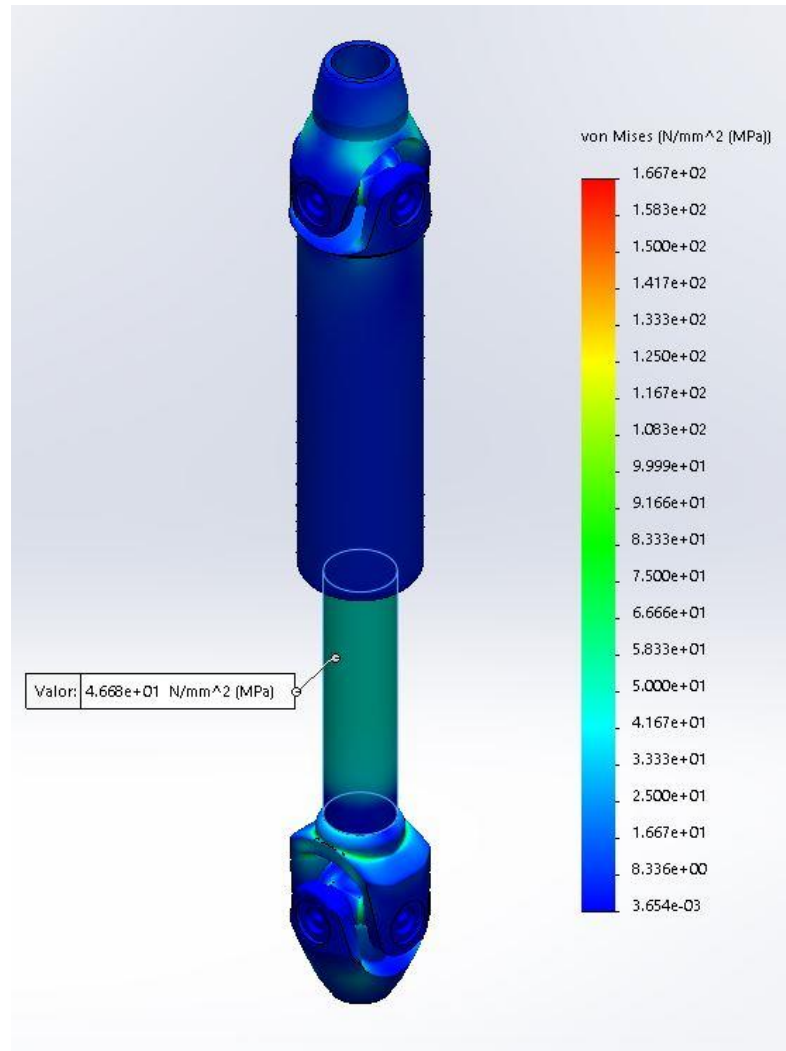


Figura 4.2.1.25 Valor de la tensión de von Mises en un punto arbitrario del eje de menor diámetro

Como se puede observar en la Figura 4.2.1.19, el valor obtenido (46.68 MPa) es muy similar al obtenido mediante el cálculo analítico (46.08 MPa), por lo que se puede decir que el MEF se ha aplicado correctamente.

También es posible mostrar los valores del factor de seguridad en el modelo, e identificar en él valores de zonas específicas. En la Figura 4.2.1.26 se puede observar un trazado de factor de seguridad en el que se ha establecido el máximo en 10, y un marcador en el que se muestra el valor de este factor para la zona estudiada, siendo este muy próximo al calculado.

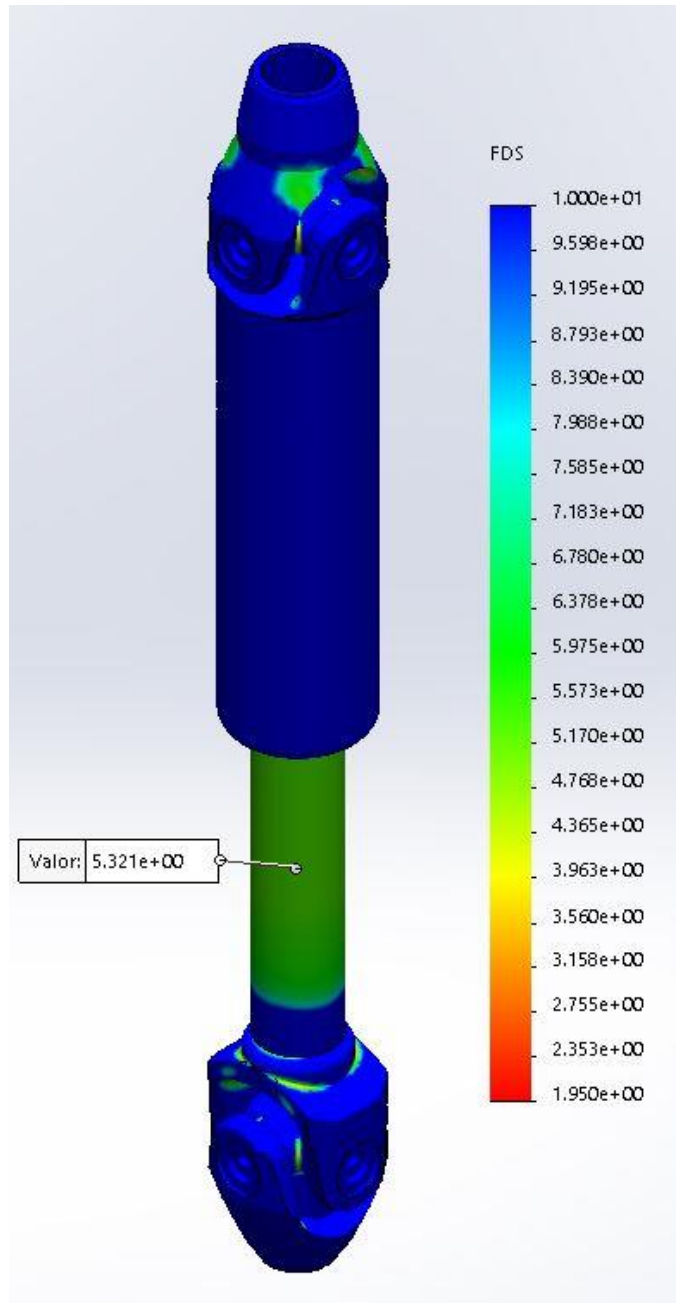


Figura 4.2.1.26 Visualización del factor de seguridad en el modelo

Adicionalmente, *SolidWorks Simulation* cuenta con una opción de gran utilidad e interés, la cual permite visualizar un trazado de Iso-Superficies (superficies con los mismos valores de una magnitud).

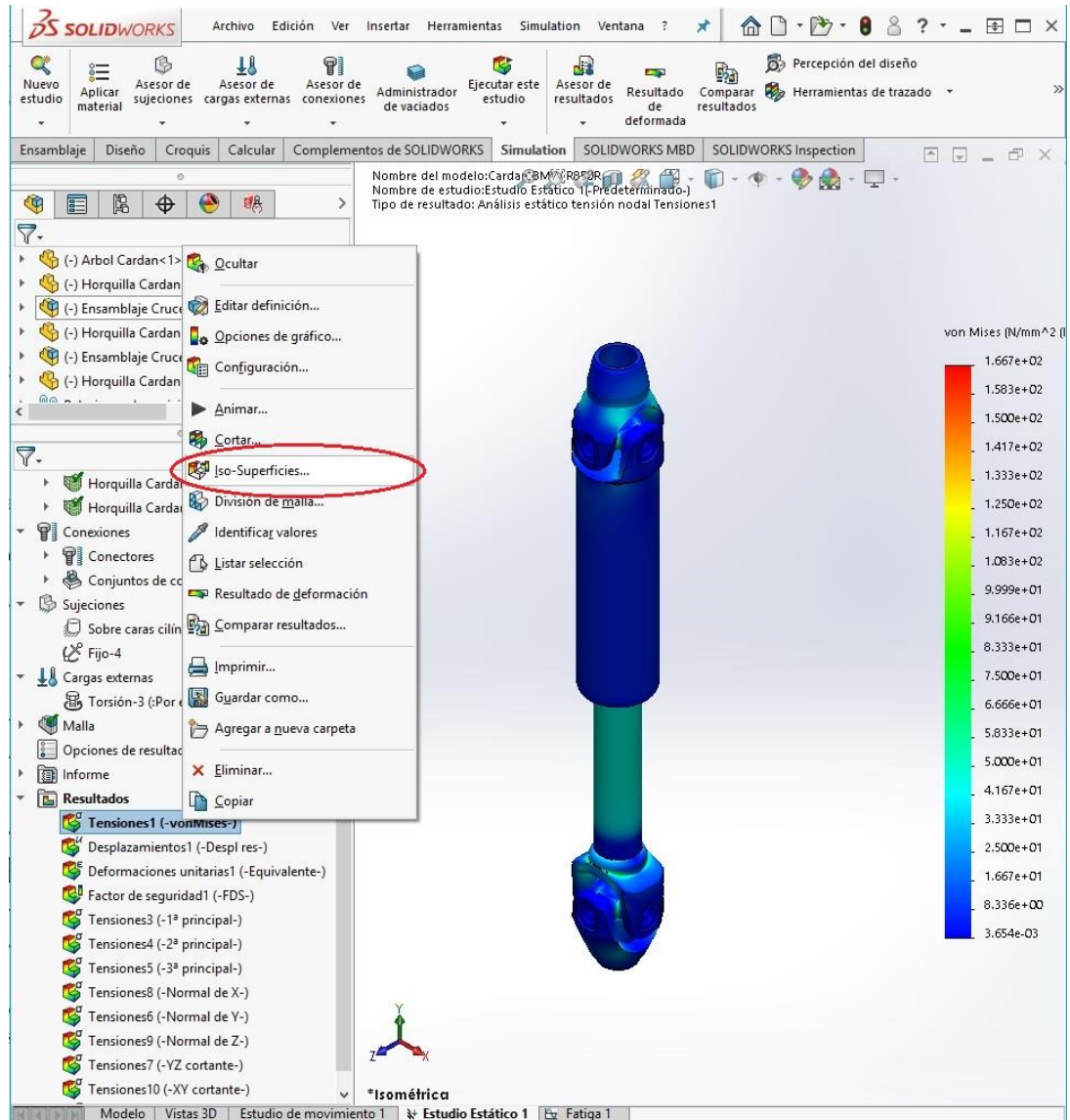


Figura 4.2.1.27 Opción de mostrar Iso-Superficies

Si se aplica un trazado de Iso-Superficies para un valor de 46.08 MPa, se obtiene el siguiente perfil:

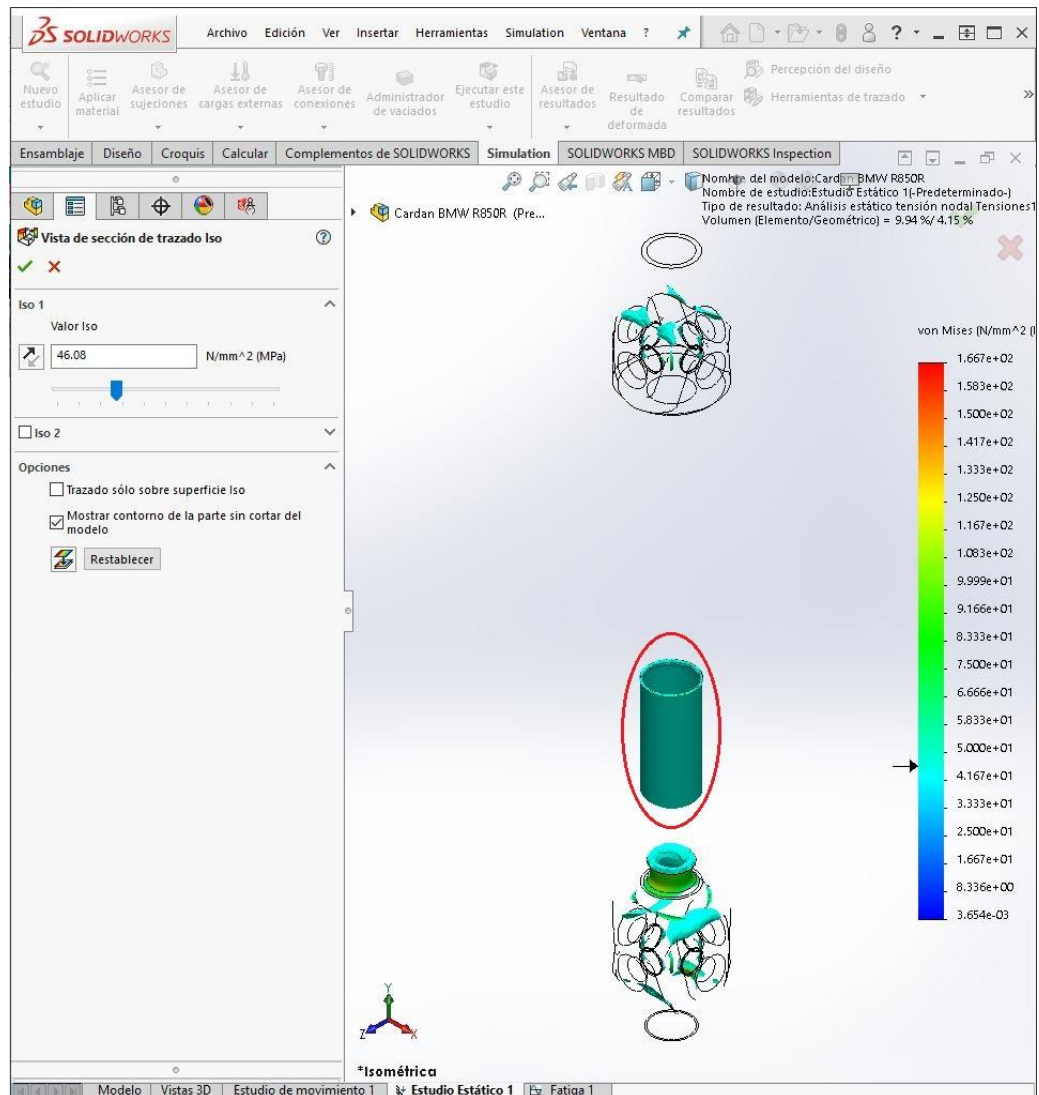


Figura 4.2.1.28 Iso-Superficies para el valor obtenido por el método analítico

Se observa que la zona que se ha estudiado se encuentra en ese valor de tensión, concluyendo que el análisis es correcto.

Podría seguirse el mismo procedimiento para analizar las tensiones tangenciales máximas, y comprobar que coinciden con las calculadas analíticamente con la ecuación (1). En este caso se representa un segundo trazado de Iso-Superficies con el mismo valor, pero de signo negativo, ya que la tensión tangencial tomará valores positivos en la mitad del eje y negativos en la otra mitad.

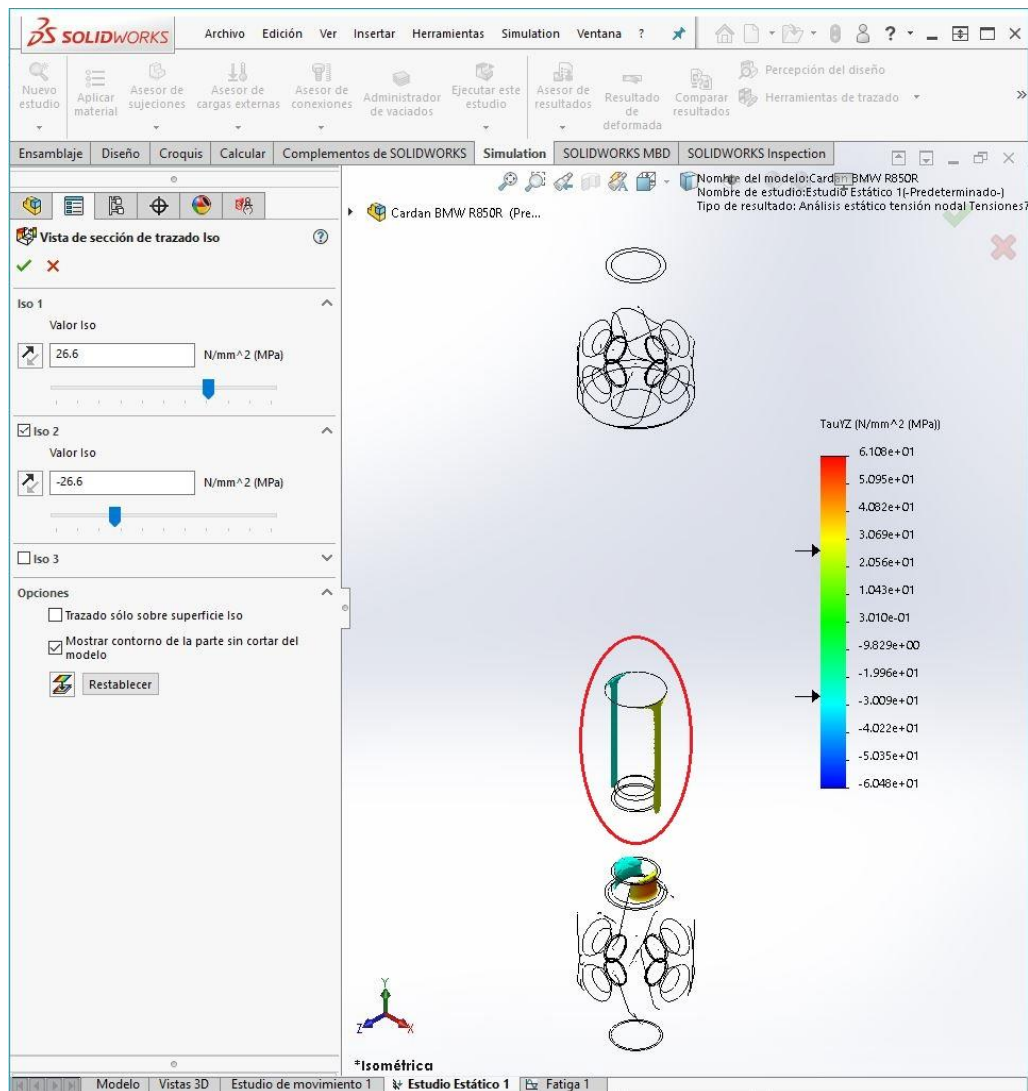


Figura 4.2.1.29 Iso-Superficies de tensión tangencial máxima

Se puede observar también en este caso que el valor coincide con la supuesta localización de esta tensión tangencial máxima.

Se analiza ahora el eje de mayor sección. En este caso sus datos serán los mismos que en el caso anterior, a excepción de sus dimensiones:

- Diámetro exterior: $D_e=50 \text{ mm}$
- Diámetro interior: $D_i=23 \text{ mm}$

Realizando los cálculos analíticos como se procedió para el eje de menor diámetro, se obtienen los siguientes resultados:

- Segundo momento de área:

$$J = \frac{\pi}{32} (50^4 - 23^4) \text{ mm}^4 = 586118.98 \text{ mm}^4$$

- Tensión tangencial máxima:

$$(\tau_{xz})_{\text{máx}} = \frac{T \cdot r_{\text{máx}}}{J} = \frac{77 \text{ N} \cdot \text{m} \times 10^3 \text{ mm/m} \times \frac{50 \text{ mm}}{2}}{586118.98 \text{ mm}^4} = 26.6 \text{ N/mm}^2 = 3.28 \text{ MPa}$$

- Tensión equivalente de von Mises:

$$\sigma_{eq} = (\tau_{xz})_{\text{máx}} \sqrt{3} = 3.28 \text{ MPa} \times \sqrt{3} = 5.69 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = 43.62$$

Aplicando el MEF como en el caso anterior, se obtienen los siguientes resultados:

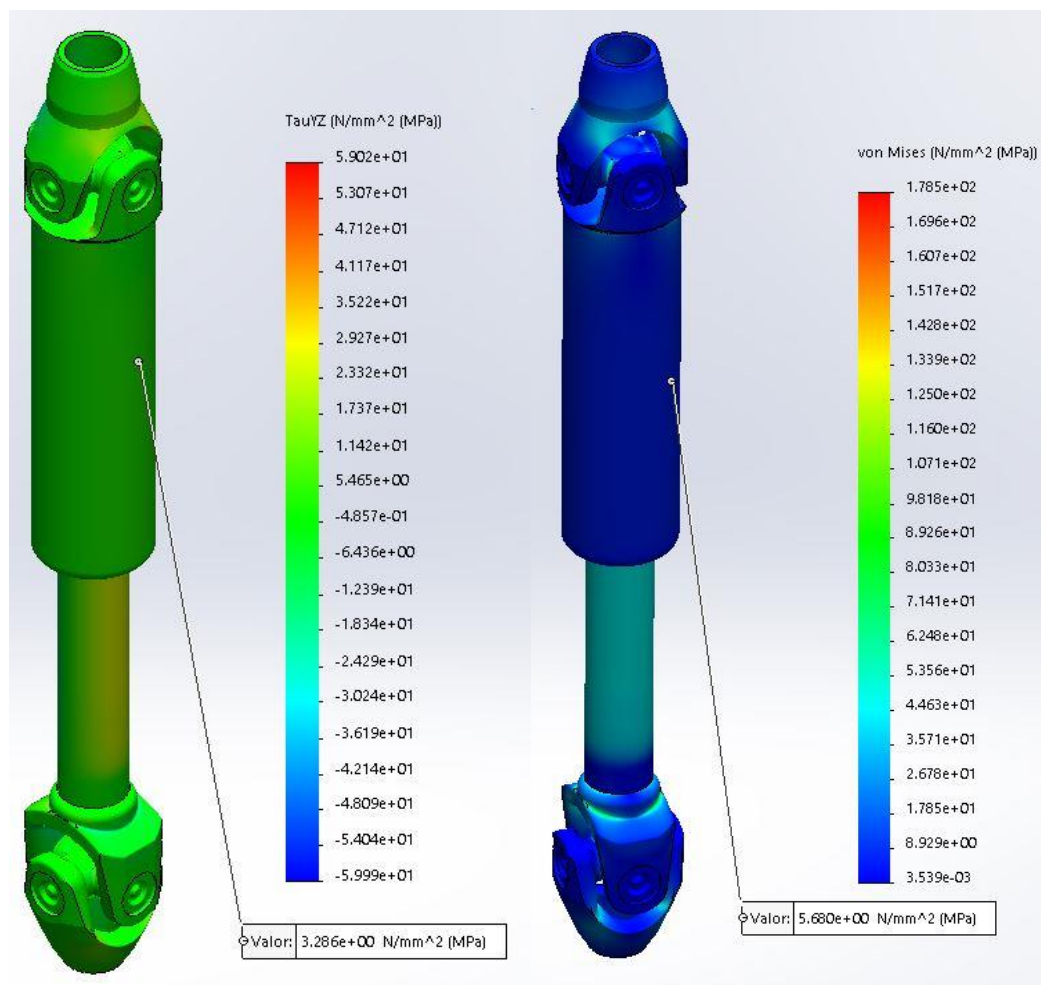


Figura 4.2.1.30 Tensión tangencial máxima y tensión de von Mises para el eje de mayor sección

Aplicando Iso-Superficies se obtiene:

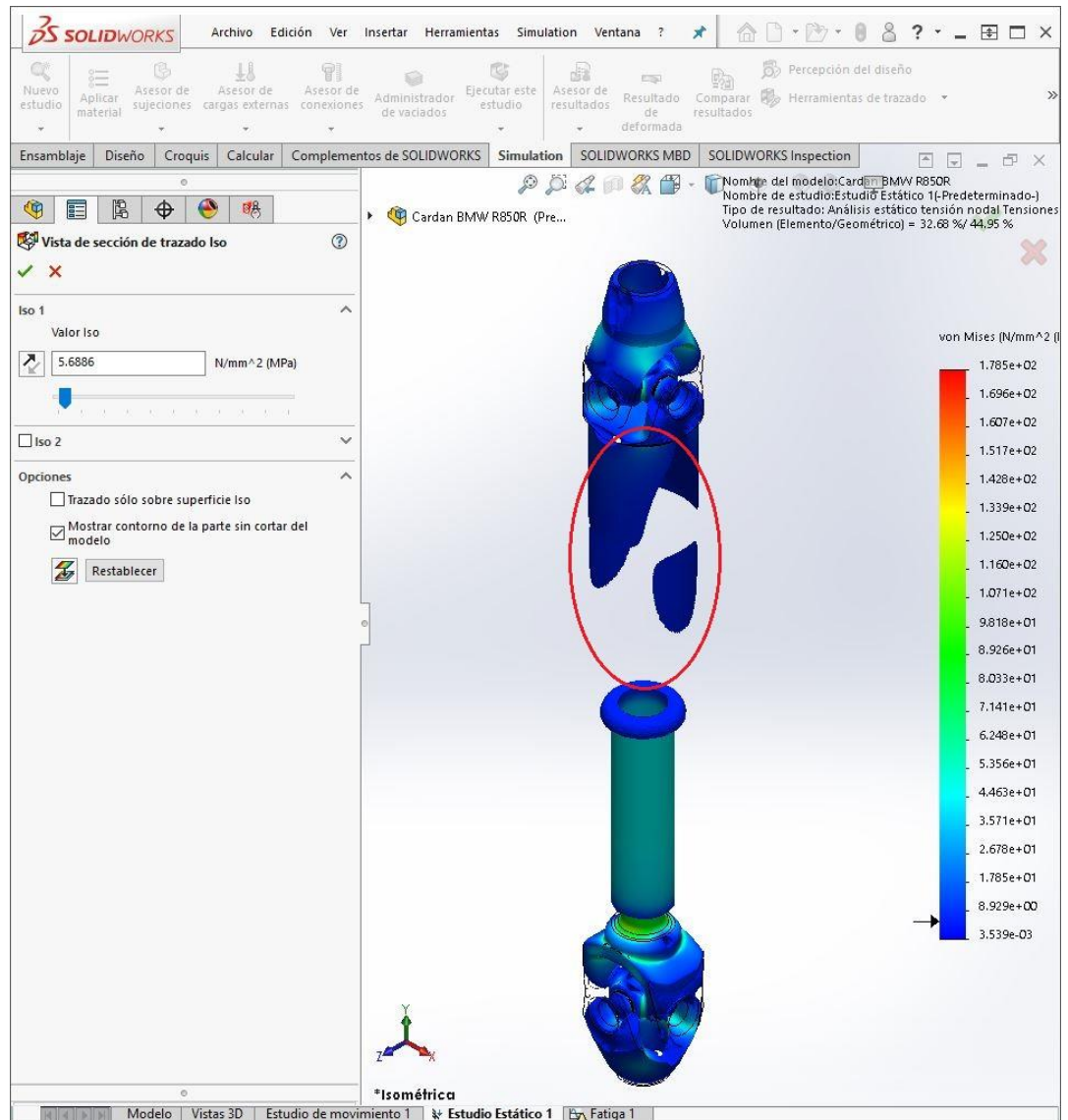


Figura 4.2.1.31 Iso-Superficies de tensión de von Mises para el eje de mayor sección

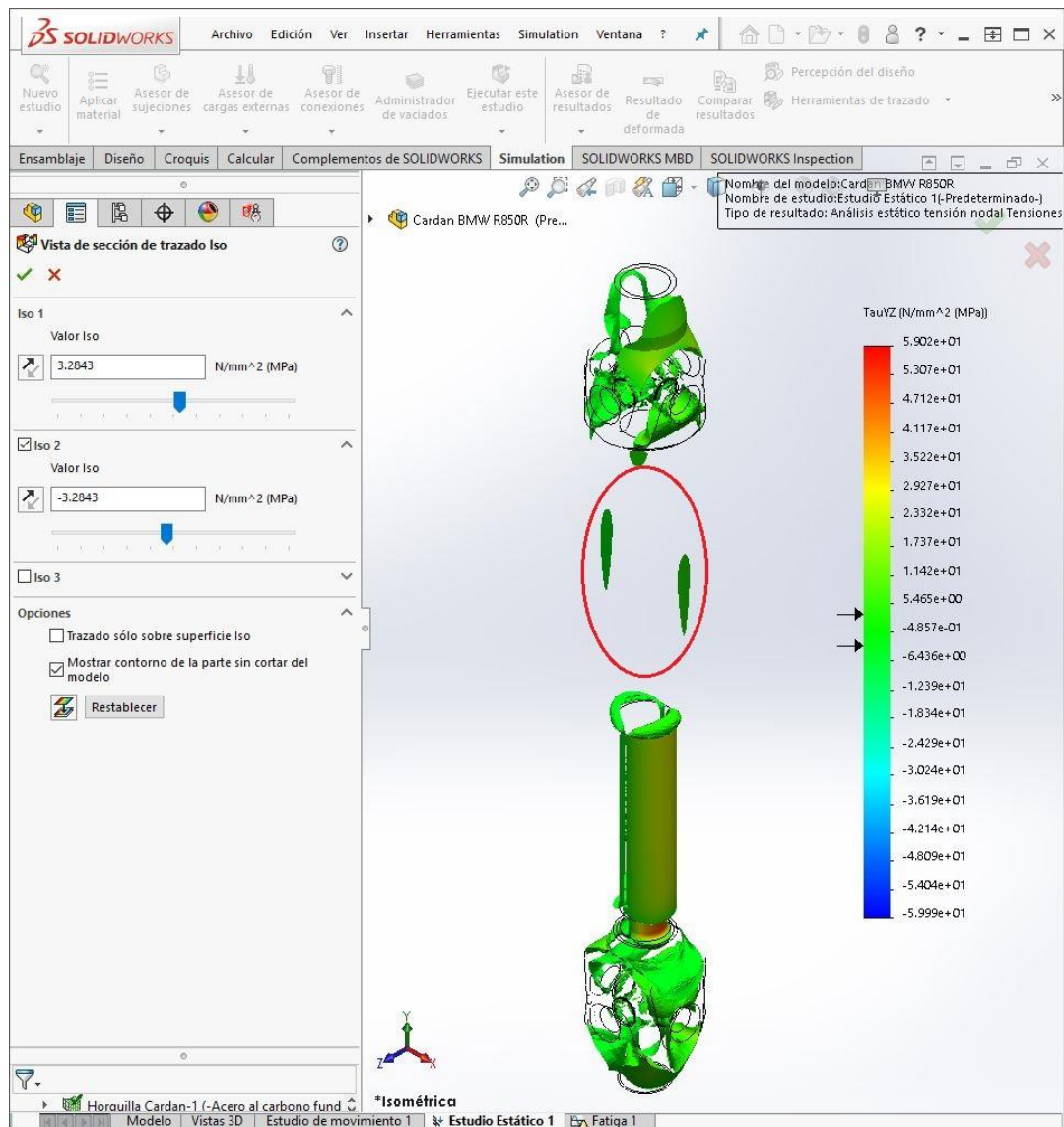


Figura 4.2.1.32 Iso-Superficies de tensión tangencial máxima para el eje de mayor diámetro

Para el factor de seguridad de obtiene:

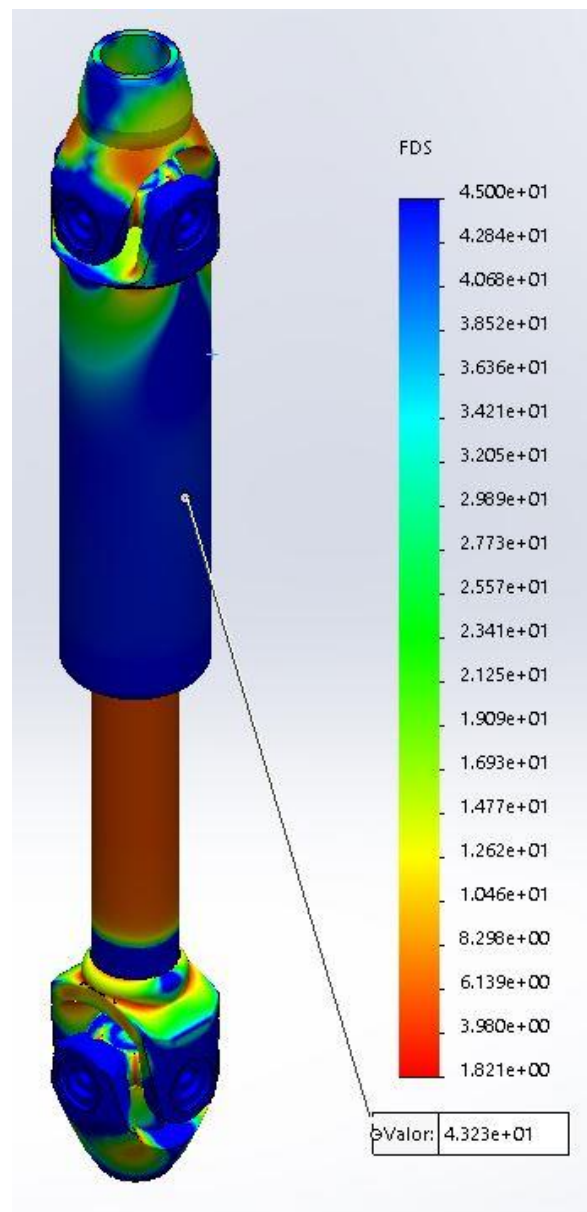


Figura 4.2.1.33 Factor de seguridad para el eje de mayor diámetro

Se observa que para este caso también se obtiene valores muy similares mediante ambos métodos.

Con este estudio estático culminado, es posible ahora utilizarlo para realizar un estudio desde el punto de vista de la **fatiga**. Se ha definido el suceso de carga con base en 0, es decir, se aplican ciclos de carga y descarga de 77 a 0 Nm.

El número de ciclos se ha definido en 10^6 , ya que para el acero se considera que un elemento tiene vida infinita si supera esta cifra. Este dato se obtiene al aplicar el método esfuerzo-vida para fatiga. Este es un método empírico en el cual se realizan ensayos con muestras sometidas a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas, mientras se contabilizan los ciclos del esfuerzo hasta su colapso [9]. De esta forma se genera un diagrama S-N (Resistencia a la fatiga-Número de ciclos) con el cual se puede analizar la vida que va a tener un elemento en servicio. Para el caso de los aceros, este diagrama presenta un cambio brusco de dirección en la gráfica, y más allá de este cambio no ocurrirá la falla. Como se puede observar en la Figura 4.2.1.34, dicho cambio se produce a partir de los 10^6 ciclos, por lo que se dice que a partir de este punto el elemento tendrá vida infinita.

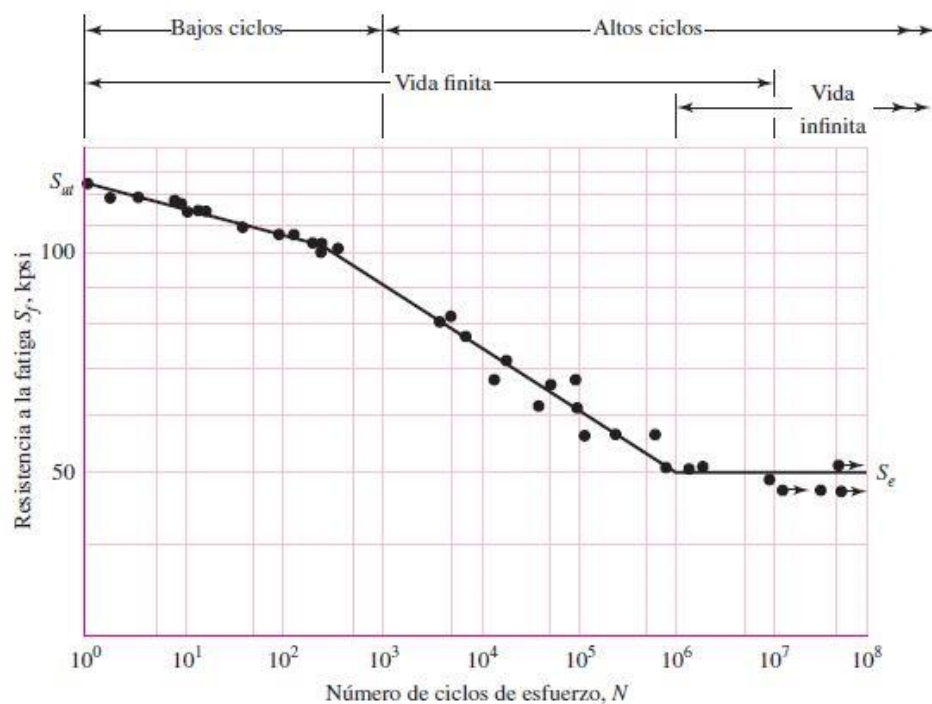


Figura 4.2.1.34 Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos. Material: acero UNS G41300, normalizado; $S_{ut} = 116$ kpsi; S_{ut} máxima = 125 kpsi [9]

Al ejecutar el estudio, obtenemos los resultados mostrados en la Figura 4.2.1.35.

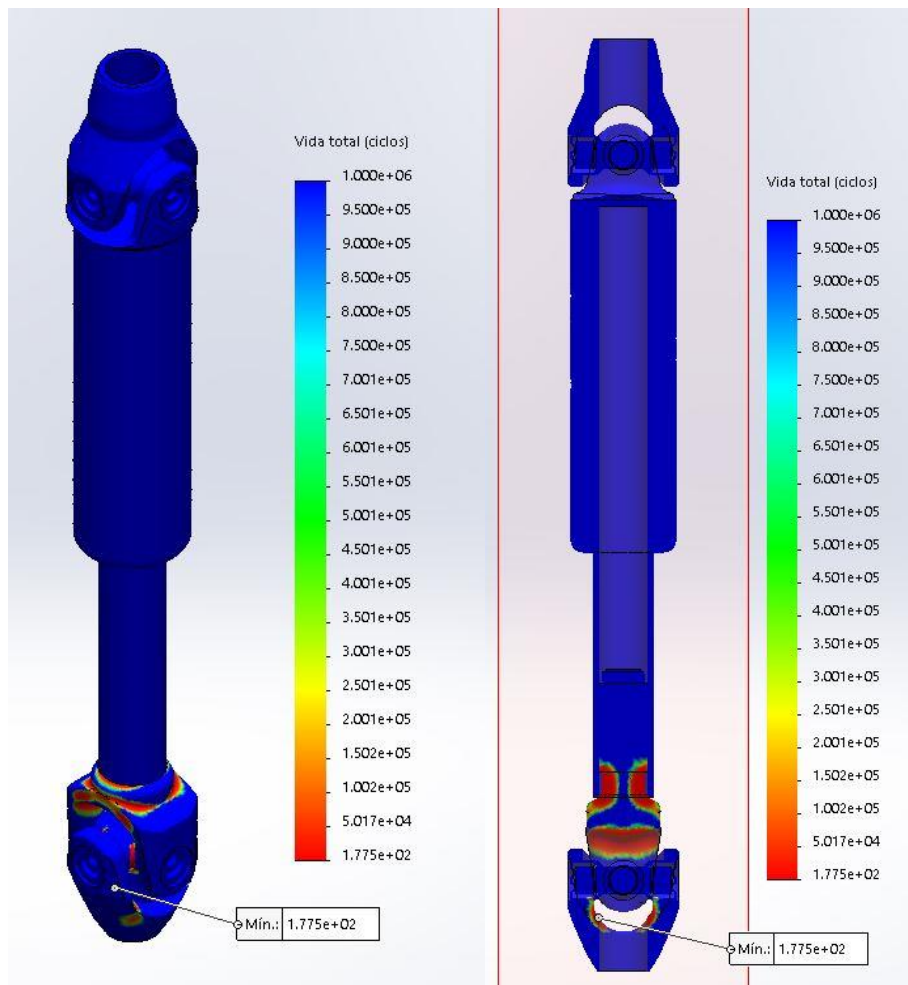


Figura 4.2.1.35 Resultados del estudio de fatiga

Se puede observar que la mayoría de los componentes superará los 10^6 ciclos, pudiéndose decir que tienen vida infinita. Sin embargo, en los componentes de la parte inferior (horquilla de conexión con el eje y horquilla de conexión con la propulsión trasera) la vida se ve muy disminuida en las zonas donde existen cambios de sección y concentradores de tensión. De hecho, se observa que el menor valor de vida (177.5 ciclos) se va a obtener en el mismo punto en el que la tensión de von Mises es máxima. Se puede sacar en conclusión que, aunque el modelo cumpla a elasticidad, se producirá fallo por fatiga con un número bajo de ciclos.

El valor tan reducido de la vida mínima es debido a que el análisis se ha realizado para un caso muy desfavorable, para el cual no se ha diseñado esta transmisión. Pero, aunque numéricamente los datos no sean relevantes, este estudio proporciona información sobre qué componentes sufrirán más ante cargas de fatiga, y por tanto

cuáles se habrán de tener en cuenta a la hora de un rediseño en el caso de necesitar una mayor resistencia a este tipo de cargas.

En este caso también se han realizado cálculos analíticos para corroborar que el eje tendrá vida infinita, como muestran los resultados. El criterio de falla por fatiga que se ha utilizado es el de Goodman modificado [9]:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (6)$$

Donde:

- $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ = tensión alternante
- $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ = tensión media
- $S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$ = límite de resistencia a la fatiga
- S_{ut} = resistencia a la tensión mínima
- n = factor de seguridad de rotura por fatiga

En este análisis sólo se aplica torsión al eje, por lo que hay que tener una serie de consideraciones [9]:

- Se reemplazan σ_a y σ_m por τ_a y τ_m (tensiones cortantes)
- $k_c = 0.59$
- S_{ut} se reemplaza por $S_{su} = 0.67 S_{ut}$
- S_e se reemplaza por S_{se} , que no es mas que S'_e afectado por los factores de Marin correspondientes a torsión.

Para calcular S'_e se tiene [9]:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (7)$$

Se obtiene que $S'_e = 241.27 \text{ MPa}$

Para el cálculo de los factores de Marin se han utilizado las siguientes expresiones [9]:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (8)$$

Donde a y b se calculan mediante la siguiente tabla:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 4.1.2.36 Tabla para factor de superficie [9]

En este caso el eje ha sido sometido a un cilindrado, por lo que su acabado superficial es fruto de un maquinado en frío. Seleccionando los datos correspondientes se obtiene que $k_a = 0.877$.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (9)$$

Figura 4.2.1.37 Cálculo del factor k_b [9]

Para secciones huecas no rotativas, como es el caso de este estudio, se tiene que $d_e = 0.37d$ [9]. Sustituyendo en la ecuación (9) se obtiene que $k_b = 0.9619$.

Para torsión se tiene que $k_c = 0.59$ [9].

Los demás factores no se aplican para este caso. De esta forma se obtiene que $S_{se} = k_a k_b k_c S'_e = 120 \text{ MPa}$

Faltarían por calcular las componentes alternante y media de la tensión tangencial. Dado que se aplican ciclos de 77 a 0 Nm, como se vio en el apartado 4.2.1, la tensión tangencial máxima en cada ciclo será $\tau_{m\acute{a}x} = 26.6 \text{ MPa}$, y la mínima $\tau_{m\acute{i}n} = 0$. Con esto se tiene que $\tau_a = \tau_m = 13.3 \text{ MPa}$.

Sustituyendo en la ecuación (6) y despejando el factor de seguridad, se obtiene que $n = 6.58$. Esto indica que bajo estas condiciones el eje no fallará a fatiga, como mostraron los resultados obtenidos mediante MEF.

Con ánimo de obtener un valor más realista de la vida de la transmisión a fatiga, se ha estimado el par necesario para poner la motocicleta en marcha en un 20% del par máximo, es decir, en torno a 16 Nm.

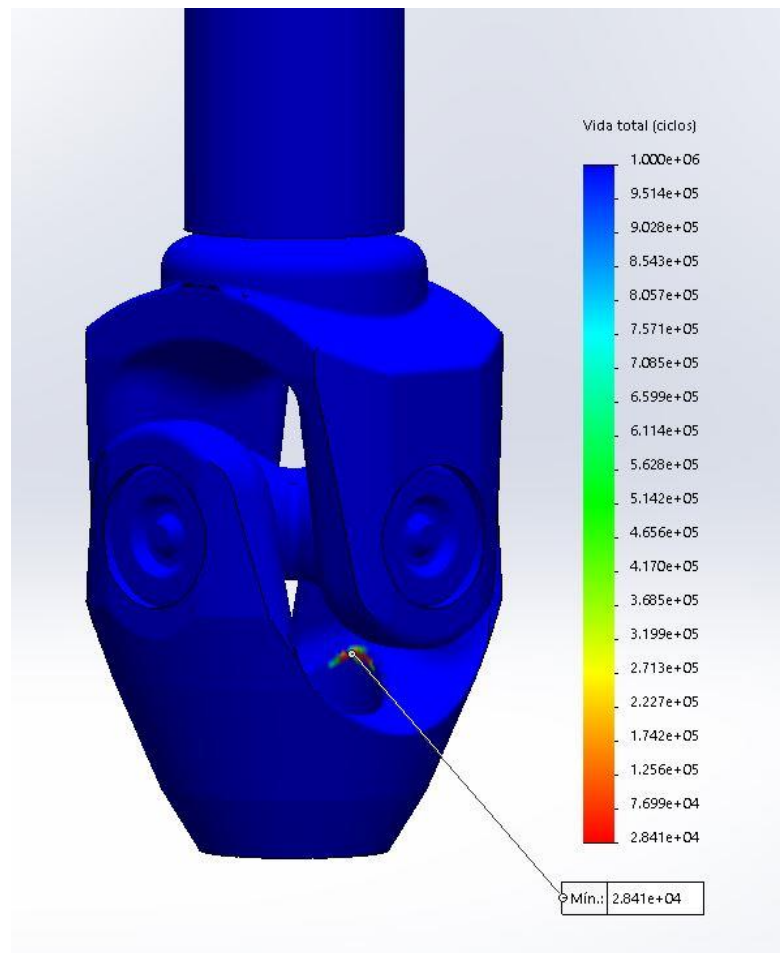


Figura 4.2.1.38 Resultado de la vida a fatiga

Se observa un valor de la vida más coherente que en el caso anterior. Esto nos indica que no se producirá fallo por fatiga en la transmisión hasta que no se hayan realizado **28410 ciclos** de puesta en marcha del vehículo.

4.2.2 Optimización del diseño de la transmisión

En esta sección se va a exponer el proceso de redimensionado de un eje hueco de transmisión de potencia, atendiendo a consideraciones estáticas. Posteriormente se propondrán soluciones para los componentes que tienen mayores tensiones.

Como se vio en el apartado anterior, el eje analizado cumplía el criterio de resistencia a fluencia con un factor de seguridad $n=5.385$ (ecuación (5)). Reduciendo este factor se podría también reducir el diámetro del eje, con la consecuente reducción de peso. En este caso no interesaría reducir el diámetro interior del tubo, ya que este conecta con la horquilla de la propulsión trasera y su eje cuenta con un factor de seguridad menor, por lo que reducir su diámetro es inviable. Por lo tanto, de lo que se tratará es de reducir el espesor de la pared del tubo.

Tomando un factor de seguridad de 2, suficiente para cumplir el criterio de falla, se puede calcular el mínimo espesor que debe tener el tubo para soportar la sollicitación. Se comienza calculando el valor de la tensión equivalente de von Mises con la ecuación (5):

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = 2 \rightarrow \sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} = 124.084 \text{ MPa}$$

Como se vio en el apartado anterior, para condiciones de tensión plana y cortante puro, puede utilizarse la ecuación (3) para calcular la tensión equivalente de von Mises. Procediendo de forma inversa obtenemos el valor de la tensión cortante máxima:

$$\sigma_{eq} = (\tau_{xy})_{\max} \sqrt{3} \rightarrow (\tau_{xy})_{\max} = \frac{\sigma_{eq}}{\sqrt{3}} = 71.648 \text{ MPa}$$

Aplicando ahora la ecuación (1) podemos obtener el diámetro exterior del tubo:

$$(\tau_{xz})_{\max} = \frac{T \cdot r_{\max}}{J} \rightarrow 71.648 = \frac{77 \text{ N} \cdot \text{m} \times 10^3 \text{ mm/m} \times \frac{D_e}{2}}{\frac{\pi}{32} \times (D_e^4 - 23 \text{ mm})}$$

Resolviendo esta ecuación obtenemos:

$$D_e = 25.444 \text{ mm} \approx 25.5 \text{ mm}$$

El resultado es una reducción del espesor de 3.5 mm.

Se procede ahora a modificar el eje en el modelo 3D para comprobar que los cálculos mediante el MEF coinciden con los obtenidos por medios analíticos.

Una vez modificada la geometría, mallado de nuevo el modelo y resuelto el análisis, se obtiene el siguiente resultado:

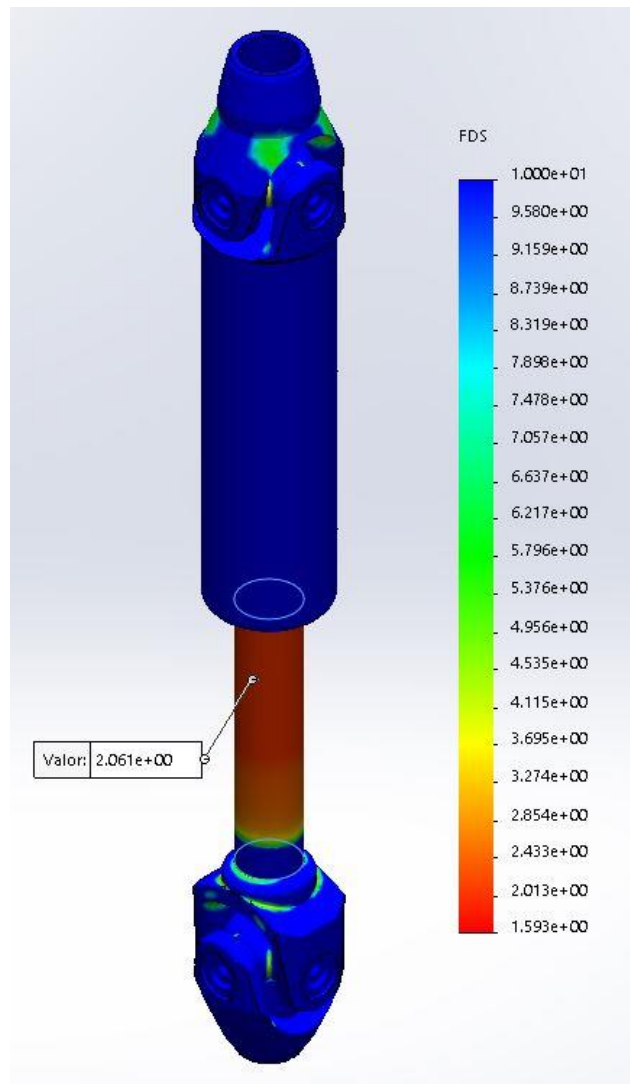
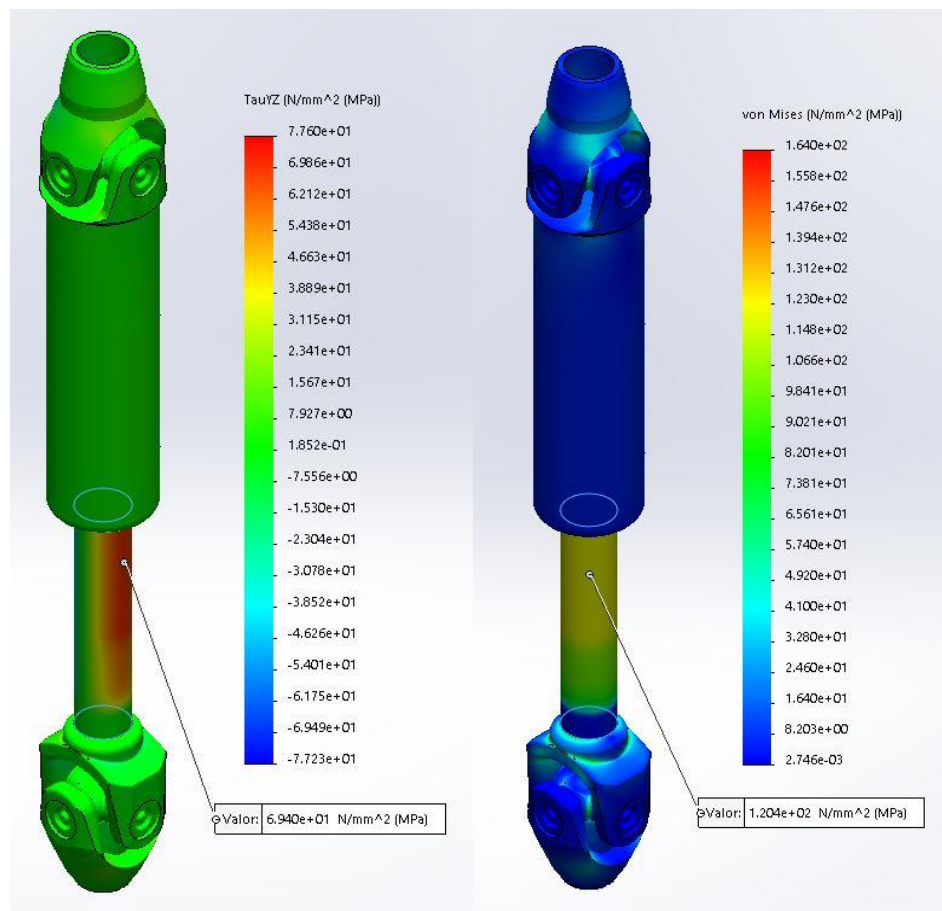


Figura 4.2.2.1 Factor de seguridad al reducir el espesor de la pared del tubo

Se obtiene un valor de factor de seguridad muy similar al propuesto.

Analizando también las tensiones tangenciales y la tensión equivalente de von Mises, se obtiene:



4.2.2.2 Tensión tangencial máxima y tensión equivalente de von Mises en el eje modificado

Se observa que los valores son en este caso ligeramente menores que los obtenidos analíticamente. Esto es debido a la aproximación que se ha hecho al suponer un diámetro exterior de 25.5 mm en vez de 25.444 mm como dictaban los cálculos.

Atendiendo ahora a las zonas con las tensiones más elevadas, que en este caso corresponde a las horquillas que conectan con la propulsión trasera, se ha tratado de optimizar su diseño para reducir dichas tensiones. Tras varios intentos y enfoques distintos, se ha dado con una geometría que consigue reducir la tensión en estos elementos, elevando su coeficiente de seguridad hasta alcanzar un valor superior a 2, cuando con la geometría original no se alcanzaba esta cifra.

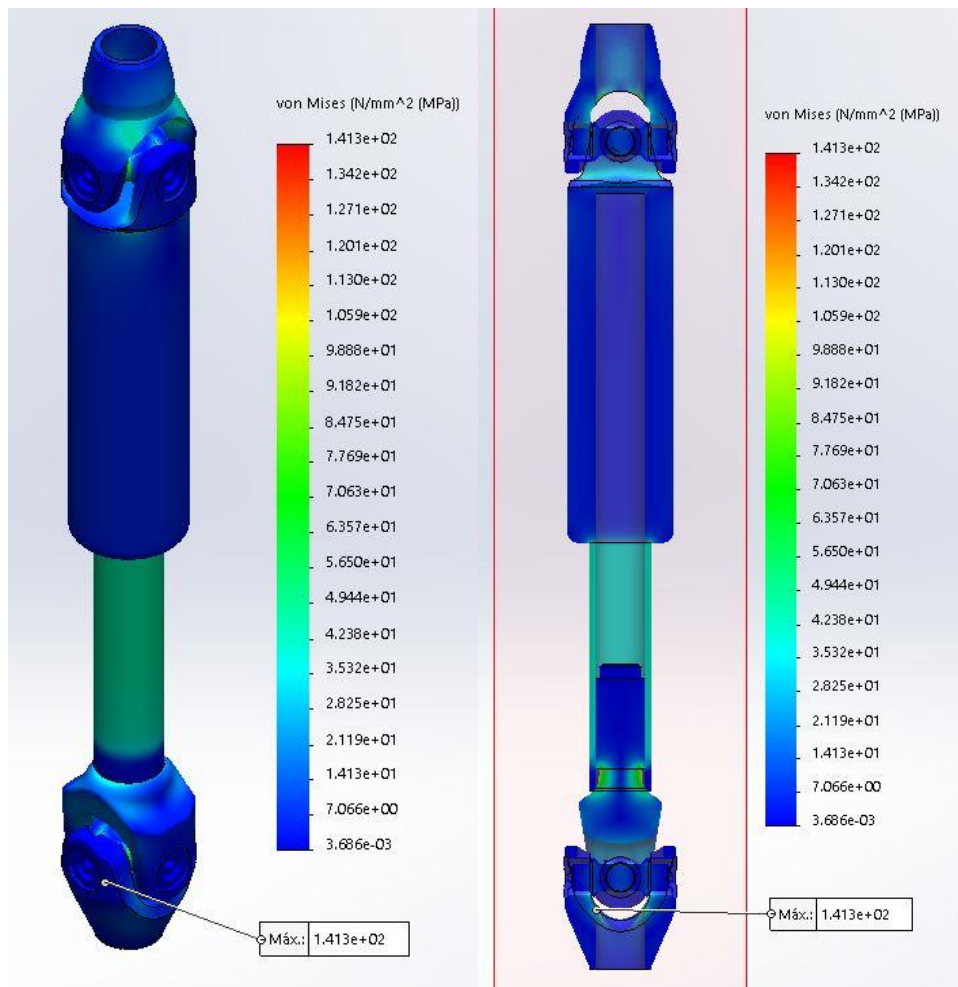


Figura 4.2.2.3 Tensión máxima tras la optimización de la geometría

El programa también permite calcular la masa total del ensamblaje. Mientras que en el modelo original (antes de aplicar el redondeo en la horquilla de conexión con la propulsión trasera) tenía una masa de 3601.35 gramos, tras las modificaciones y optimizaciones se tiene una de 3466.05 gramos. Esta reducción tanto de peso como de diámetro en el eje es importante si se tiene en cuenta que este elemento trabaja en condiciones de giro, ya que a menor masa y a menor distancia de esta al eje de giro, menor será el momento de inercia y por tanto mayor su aceleración, haciendo más fácil poner el eje en movimiento, acelerarlo o frenarlo.

5 DISCUSIÓN

5.1 Resultados

5.1.1 Estudio estático y a fatiga de la transmisión

Como se vio en el apartado 4.2.1, el resultado del estudio estático mediante MEF permite conocer dónde se encuentran las mayores tensiones al cargar el modelo. Gracias a esto se ha descubierto una gran concentración de esfuerzo por la existencia de una arista viva, donde se ha decidido aplicar un redondeo.

	Arista viva	Arista redondeada	Diferencia (%)
Tensión de von Mises (MPa)	211.7	166.6	21.3

Tabla 5.2.1.1 Reducción de tensión mediante aplicación de un redondeo

Esta reducción de tensión resulta significativa teniendo en cuenta que la modificación que se ha hecho es muy pequeña dentro del proceso de fabricación. Además, es una operación con la que se elimina material, lo que demuestra que lo importante en la fabricación de elementos mecánicos que van a soportar tensiones no es que tengan una gran cantidad de masa ni que estén sobredimensionados, sino su diseño, atendiendo a los detalles necesarios para optimizarlos.

En segundo lugar, se analizó un elemento concreto de la transmisión, el eje de menor sección, y se compararon los resultados obtenidos mediante cálculos analíticos de resistencia de los materiales con los obtenidos mediante el MEF. Los resultados obtenidos se muestran a continuación. (Tabla 5.2.1.2)

	Cálculos analíticos		MEF		Error de discretización (%)
	Eje menor sección	Eje mayor sección	Eje menor sección	Eje mayor sección	0.2518
<i>Tensión de von Mises (MPa)</i>	46.08	5.68	46.68	5.68	
<i>Tensión tangencial (MPa)</i>	26.6	3.28	26.52	3.28	
<i>Factor de seguridad</i>	5.394	43.62	5.321	43.23	

Tabla 5.2.1.2 Comparación de resultados por método analítico y por MEF

Se observa que la diferencia es muy pequeña. Esto proporciona una herramienta muy útil, ya que una parte compleja de la resolución computacional de problemas mediante MEF en ensamblajes es la correcta asignación de las condiciones de contorno, conexiones e interacción entre componentes, y con sólo analizar un elemento mediante resistencia de materiales clásica es posible comprobar si los resultados coinciden, y por tanto si el modelo y sus condiciones de contorno se han definido correctamente.

5.1.2 Optimización del diseño de la transmisión

En el apartado 4.2.1 se detectó un sobredimensionamiento de este eje para aplicaciones estáticas, por lo que en el apartado 4.2.2 se procedió su redimensionado. Los resultados que se obtuvieron son los mostrados en la Tabla 5.2.2.1:

	Eje original	Eje redimensionado
<i>Espesor del tubo (mm)</i>	6	2.5
<i>Tensión de Von mises (MPa)</i>	46.68	120.4
<i>Tensión tangencial máxima (MPa)</i>	26.52	69.4
<i>Factor de seguridad</i>	5.321	2
<i>Masa (g)</i>	3601.35	3466.05

Tabla 5.2.2.1 Resultados antes y después del redimensionado

Como ya se comentó, en este tipo de elementos el peso es un factor importante, por lo que cualquier reducción de masa facilitará un mejor comportamiento mecánico cuando entren en juego aceleraciones e inercias.

5.2 Limitaciones

Este estudio cuenta con la principal limitación de que se ha realizado para condiciones estáticas, cuando el elemento analizado se ha diseñado para aplicaciones dinámicas. Aunque *SolidWorks Simulation* cuenta con la posibilidad de realizar estudios dinámicos, de haber optado por hacerlo se habría requerido de muchos otros datos de los cuales no se disponían, tales como aceleraciones, tiempos, fuerzas generadas por la interacción neumático-carretera, etc.

Por otro lado, la toma de medidas de los componentes se ha realizado a mano mediante herramientas de medición, por lo que, aunque se haya procurado ser exhaustivo en este proceso, la geometría del modelo es sólo una aproximación a la del elemento real, especialmente en las zonas en las que existen geometrías complejas (horquillas y cruceta de la junta Cardan).

6 CONCLUSIONES

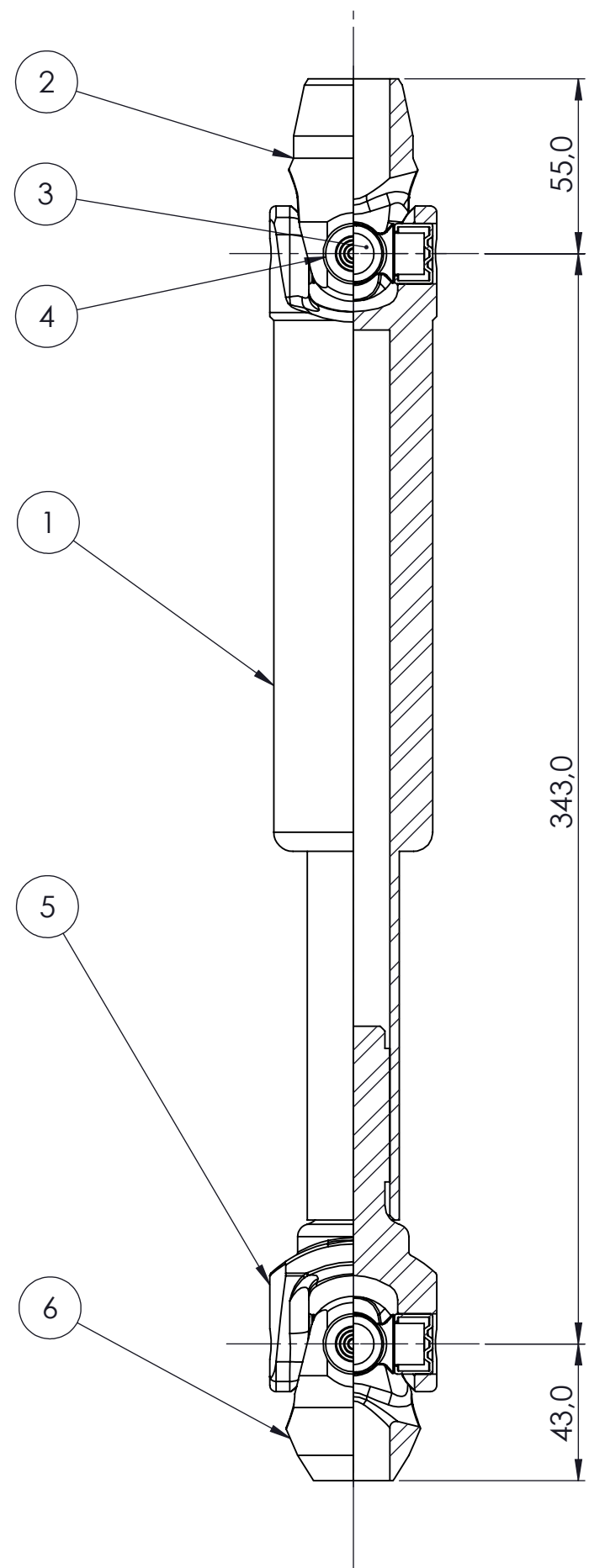
Finalizado el estudio, se concluye que el Método de los Elementos Finitos resulta de una enorme utilidad para conocer el comportamiento de elementos sometidos a estados de carga determinados. Resulta especialmente útil para casos como el aquí estudiado, en el que existen piezas con geometrías complejas en las que no sería posible realizar cálculos mediante métodos analíticos, además de interacción entre componentes de distintos materiales y geometrías.

Como se ha observado, este método tiene una gran precisión si se define correctamente y las dimensiones de la malla son adecuadas, lo que proporciona una herramienta potente a la hora de realizar diseños, ya que es posible aproximar con una alta precisión si los componentes van a resistir las solicitaciones que se le apliquen, todo esto antes de su fabricación. De este modo el dimensionamiento y la optimización se convierten en tareas sencillas y prácticamente automáticas, ya que, como se veía en el apartado 4.2.2, basta con modificar una dimensión y volver a mallar y calcular para conocer si el modelo cumple con los requerimientos.

Cabe resaltar que *SolidWorks Simulation* no es tan potente como los módulos de elementos finitos de otros programas (ANSYS, CATIA, Abaqus), pero presenta una serie de ventajas frente a ellos cuando el estudio que se quiere realizar no es especialmente complejo, como el caso aquí estudiado. En primer lugar, la interfaz y las herramientas de modelado 3D son más intuitivas, permitiendo realizar el mismo trabajo en menos tiempo. Del mismo modo, las opciones a la hora de realizar ensamblajes y aplicar cargas y condiciones de contacto e interacción entre componentes son más sencillas e intuitivas, contando además con un asistente para cada caso.

7 PLANOS

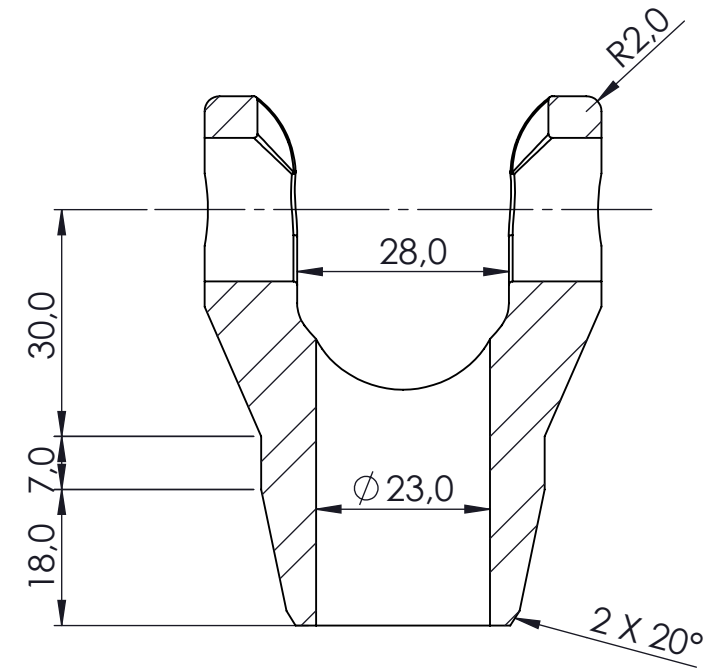
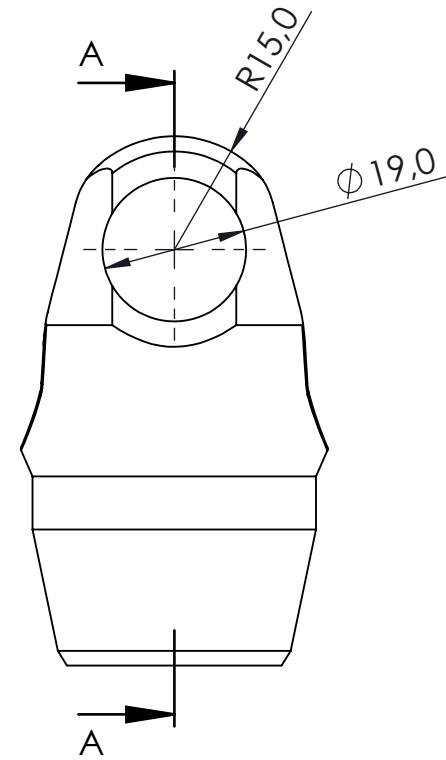
En esta sección se presentan los planos de cada componente de la transmisión, así como un plano de conjunto de la misma, todo ello en formato A3.



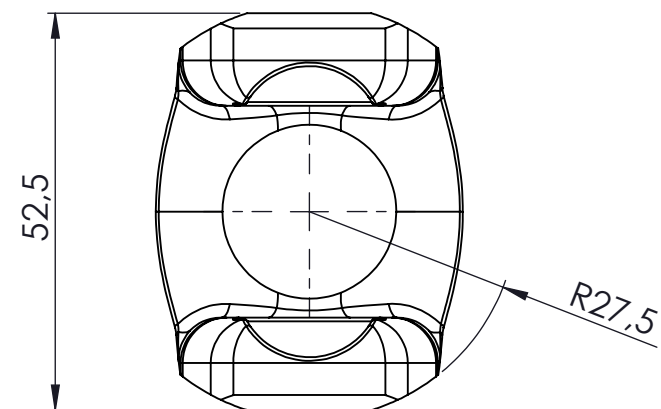
1	Eje del árbol Cardan	Acero al carbono	1
2	Horquilla de conexión con caja de cambios	Acero al carbono	1
3	Cruceta de junta Cardan	Acero al carbono	2
4	Casquillo de rodamiento BK 1312	Acero AISI 52100	8
5	Horquilla de conexión del eje	Acero al carbono	1
6	Horquilla de conexión con propulsión trasera	Acero al carbono	1
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CTDAD

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		Eduardo Martínez		
COMPROBADO				

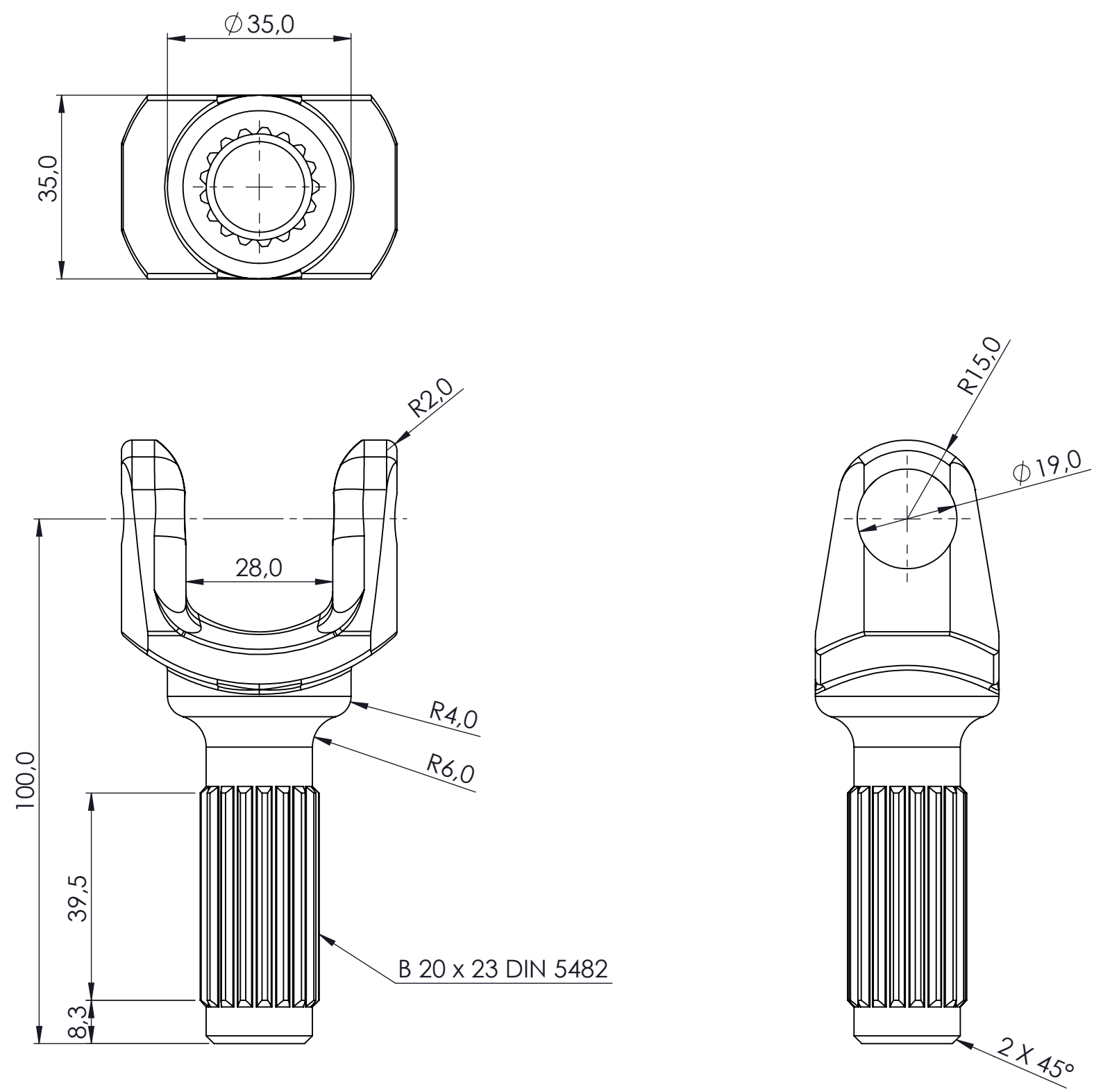
ESCALA: 1:2	Estudio y optimización del comportamiento mecánico de una transmisión tipo Cardan de motocicleta Transmisión Cardan BMW R850R	Nº PLANO 1/7
		SUSTITUYE A:
		SUSTITUIDO POR:



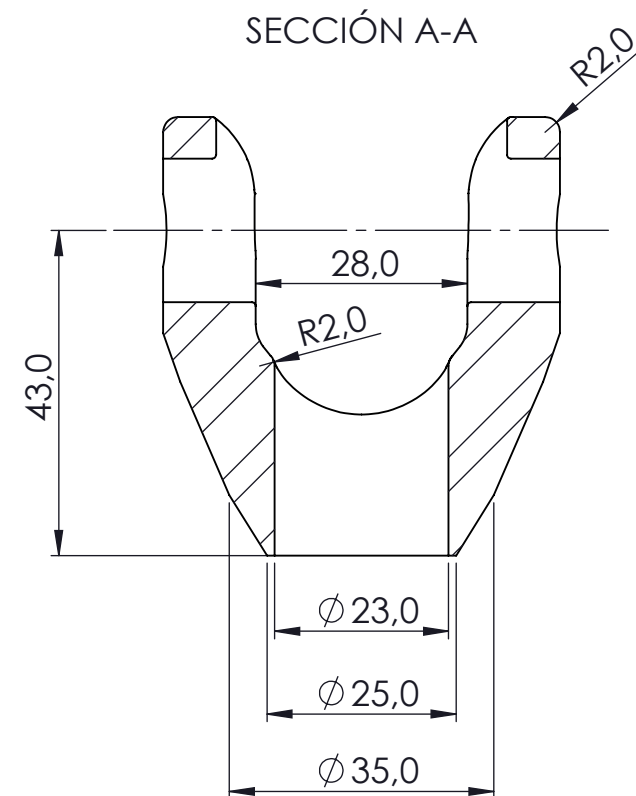
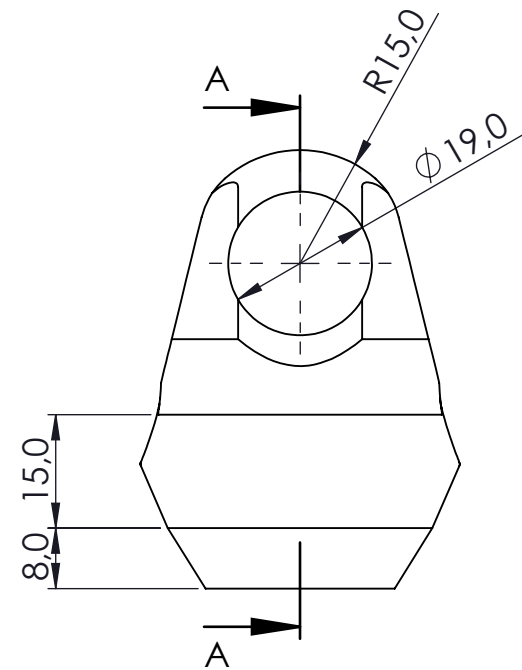
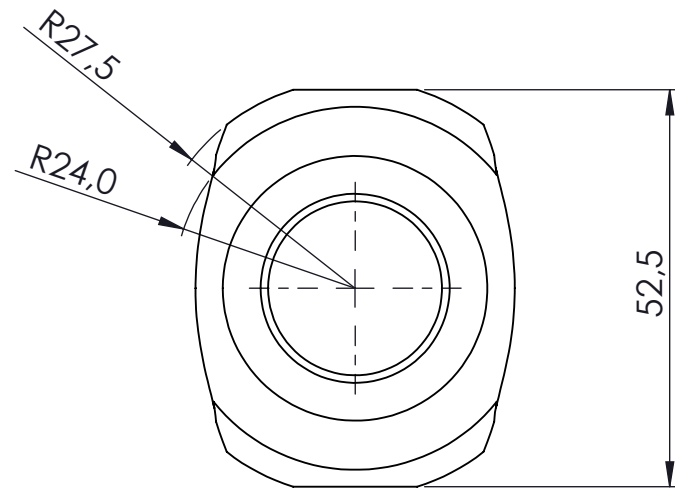
SECCIÓN A-A



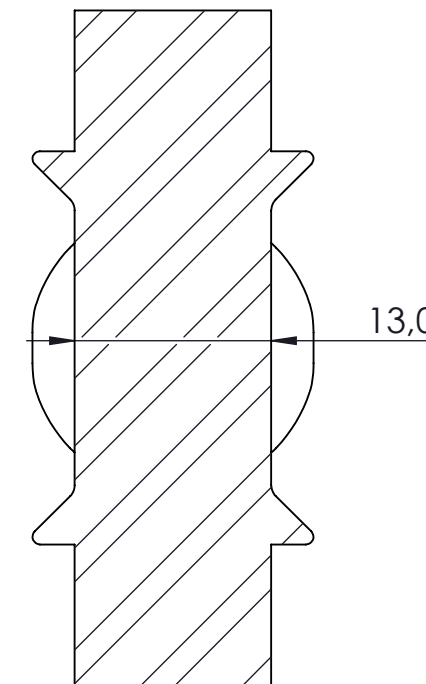
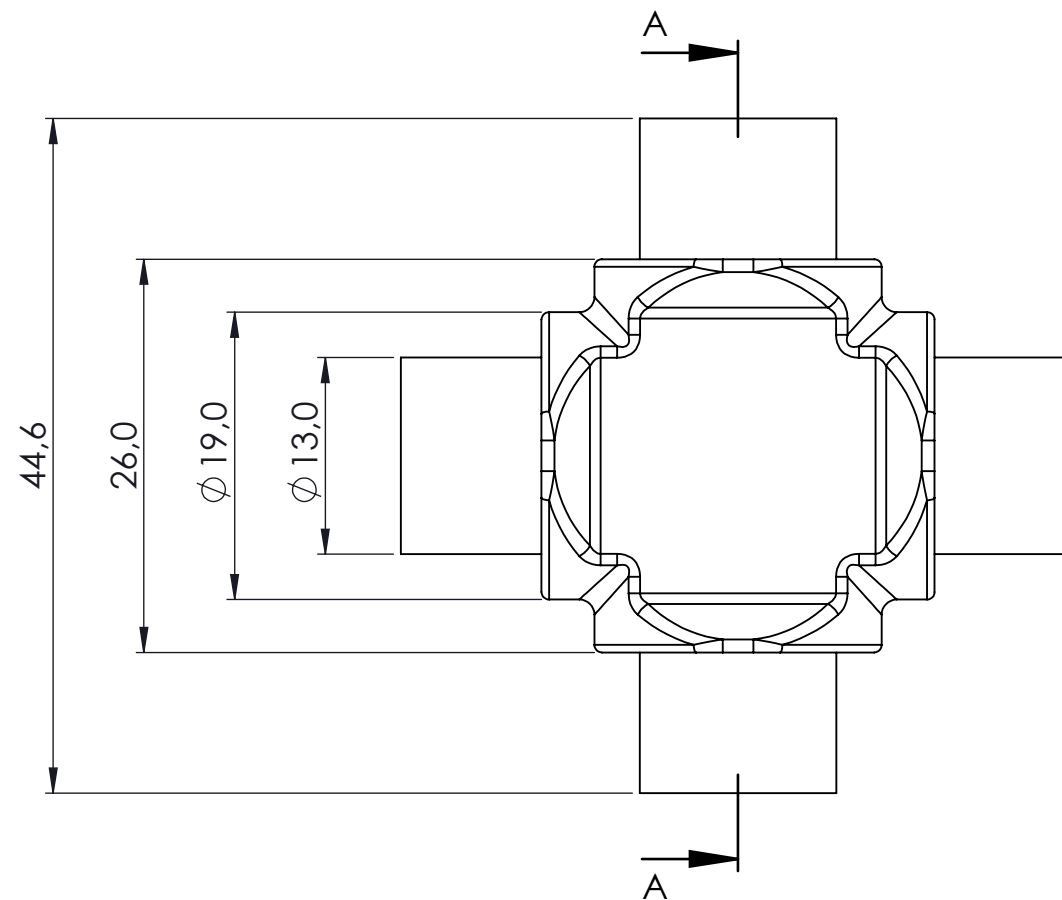
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		Eduardo Martínez		
COMPROBADO				
ESCALA:	Estudio y optimización del comportamiento mecánico de una transmisión tipo Cardan de motocicleta Horquilla de conexión con caja de cambios			Nº PLANO 2/7
1:1				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		Eduardo Martínez		
COMPROBADO				
ESCALA:	Estudio y optimización del comportamiento mecánico de una transmisión tipo Cardan de motocicleta			Nº PLANO 3/7
1:1	Horquilla de conexión del eje			SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

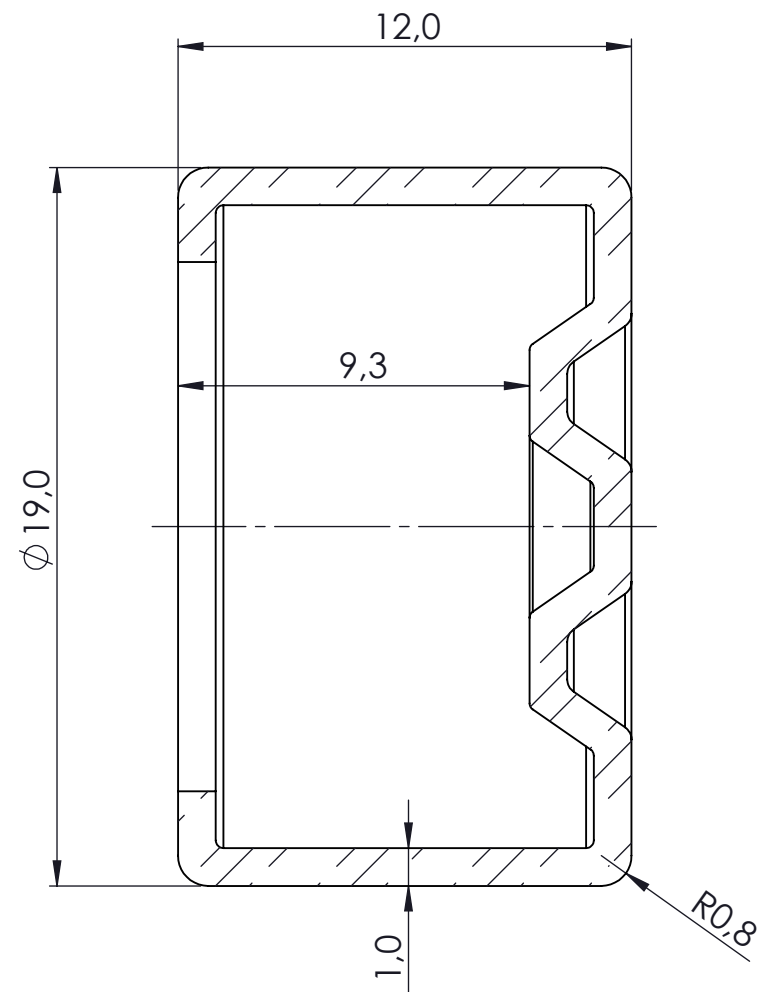


	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		Eduardo Martínez		
COMPROBADO				
ESCALA:	Estudio y optimización del comportamiento mecánico de una transmisión tipo Cardan de motocicleta			Nº PLANO 4/7
1:1				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

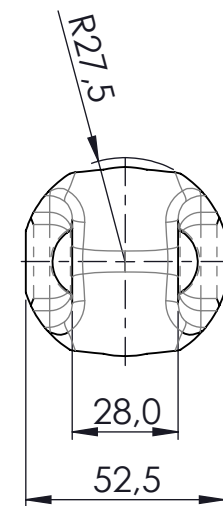
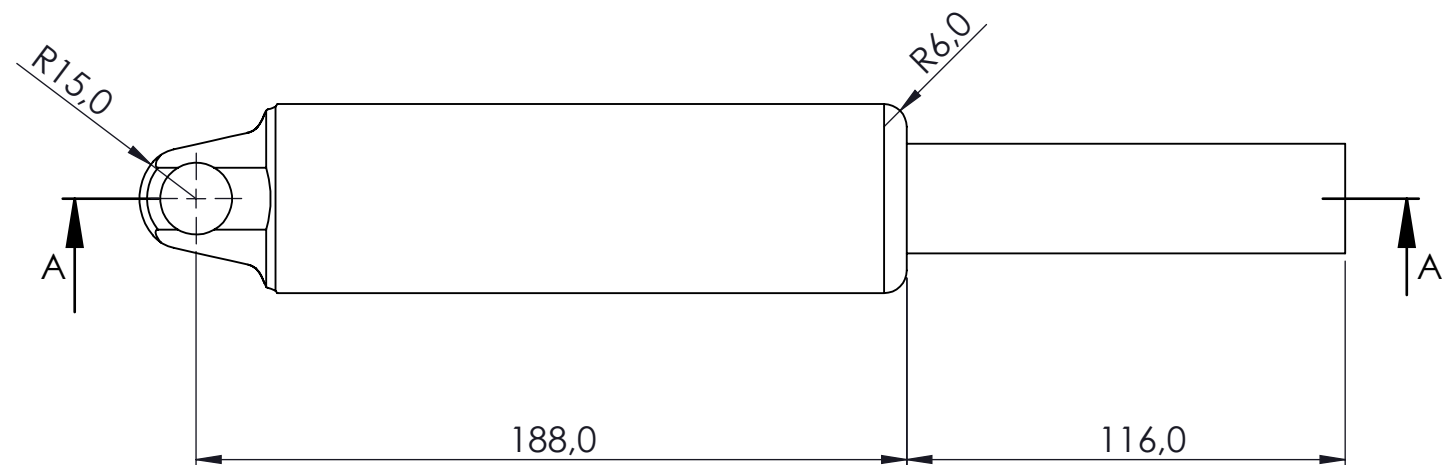
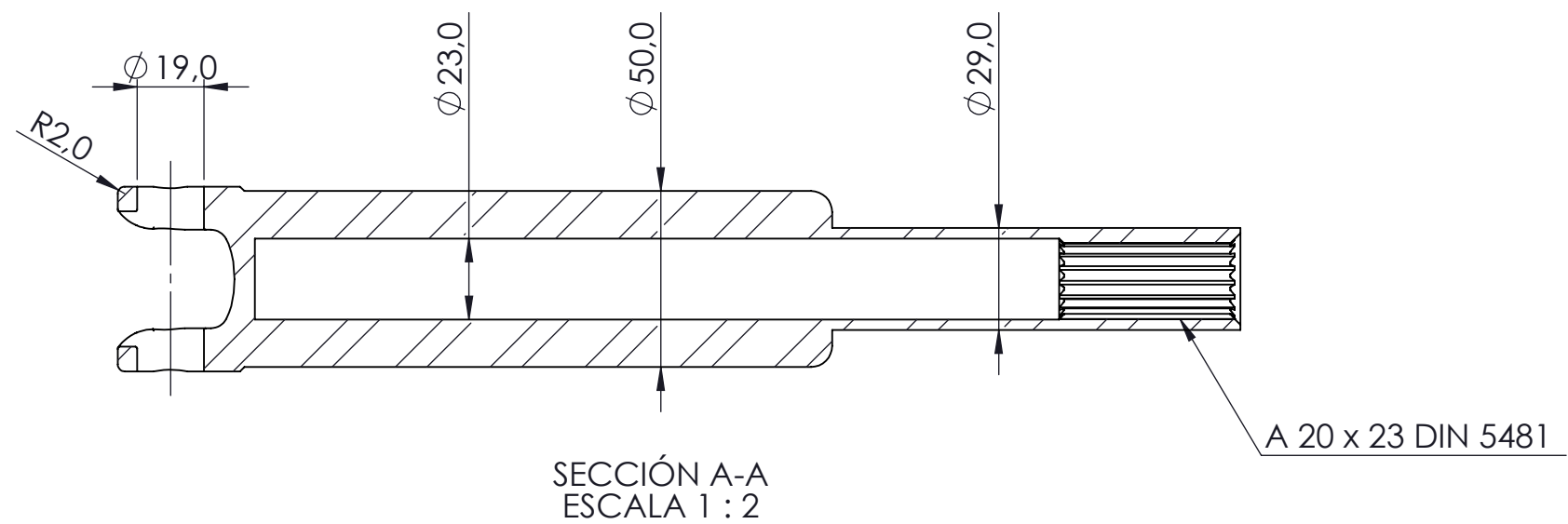


SECCIÓN A-A

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		Eduardo Martínez		
COMPROBADO				
ESCALA:	Estudio y optimización del comportamiento mecánico de una transmisión tipo Cardan de motocicleta			Nº PLANO 5/7
2:1				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO		Eduardo Martínez			
COMPROBADO					
ESCALA:	Estudio y optimización del comportamiento mecánico de una transmisión tipo Cardan de motocicleta			Nº PLANO	6/7
5:1				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		Eduardo Martínez		
COMPROBADO				
ESCALA:	Estudio y optimización del comportamiento mecánico de una transmisión tipo Cardan de motocicleta			Nº PLANO 7/7
1:2	Eje del árbol Cardan			SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

8 ANEXOS

8.1 Anexo1: Modelado de piezas con SolidWorks

En este apartado se va a realizar una demostración del proceso de modelado de una de las piezas que componen la transmisión estudiada, de forma que puedan exponerse todas las funciones y herramientas utilizadas en esta tarea.

La pieza que se va a modelar es la horquilla que conecta con el eje de la caja de cambios:



Figura 8.1.1 Horquilla de conexión con caja de cambios

El proceso comienza con la creación de un croquis de una circunferencia de diámetro 55mm, y con su posterior extrusión hasta una altura de 70mm:

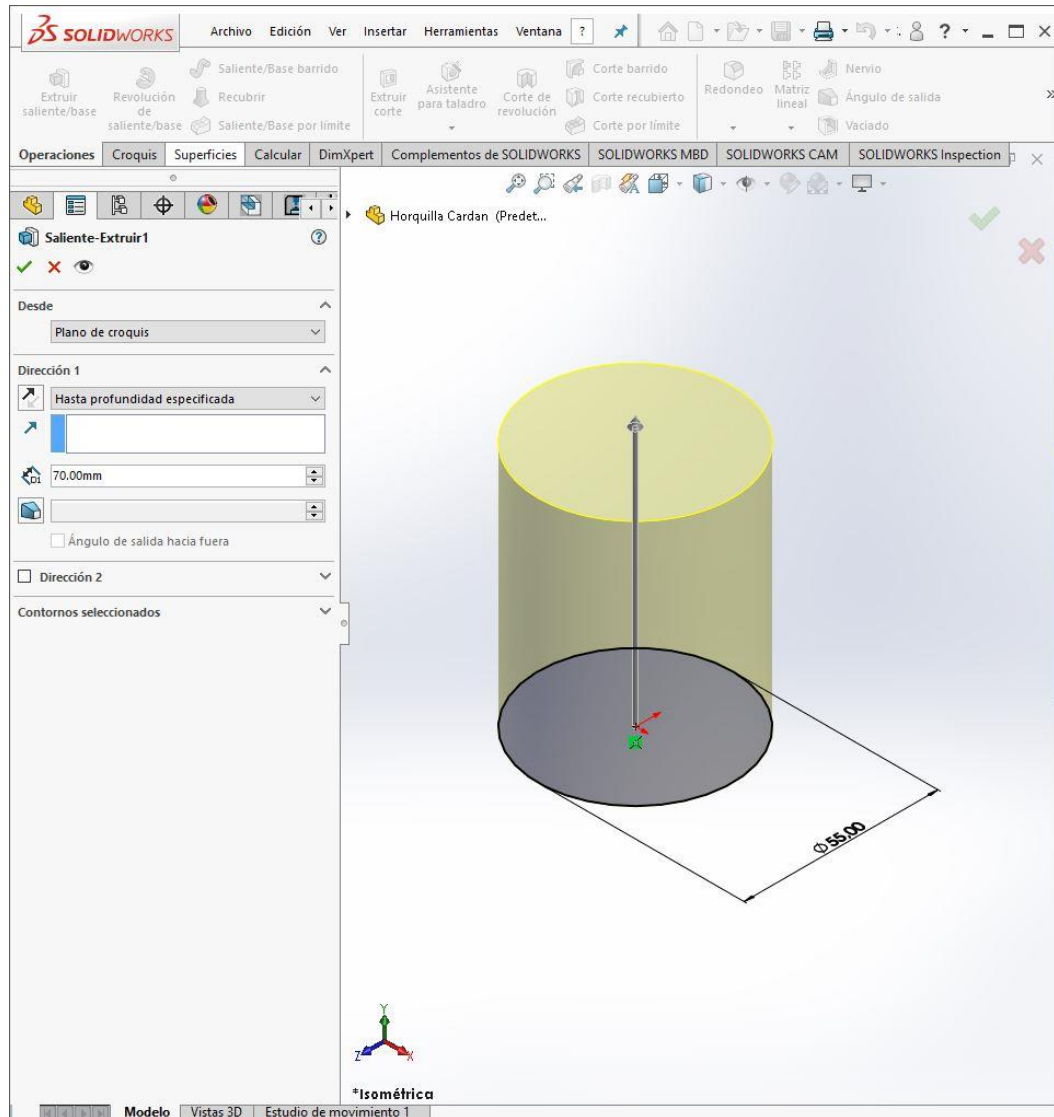


Figura 8.1.2 Extrusión del cilindro inicial

Posteriormente, sobre la vista de alzado, se ha dibujado una referencia constructiva sobre la que añadir un eje. Una vez hecho esto se puede acceder al menú de geometría de referencia y seleccionar la opción *Eje*:

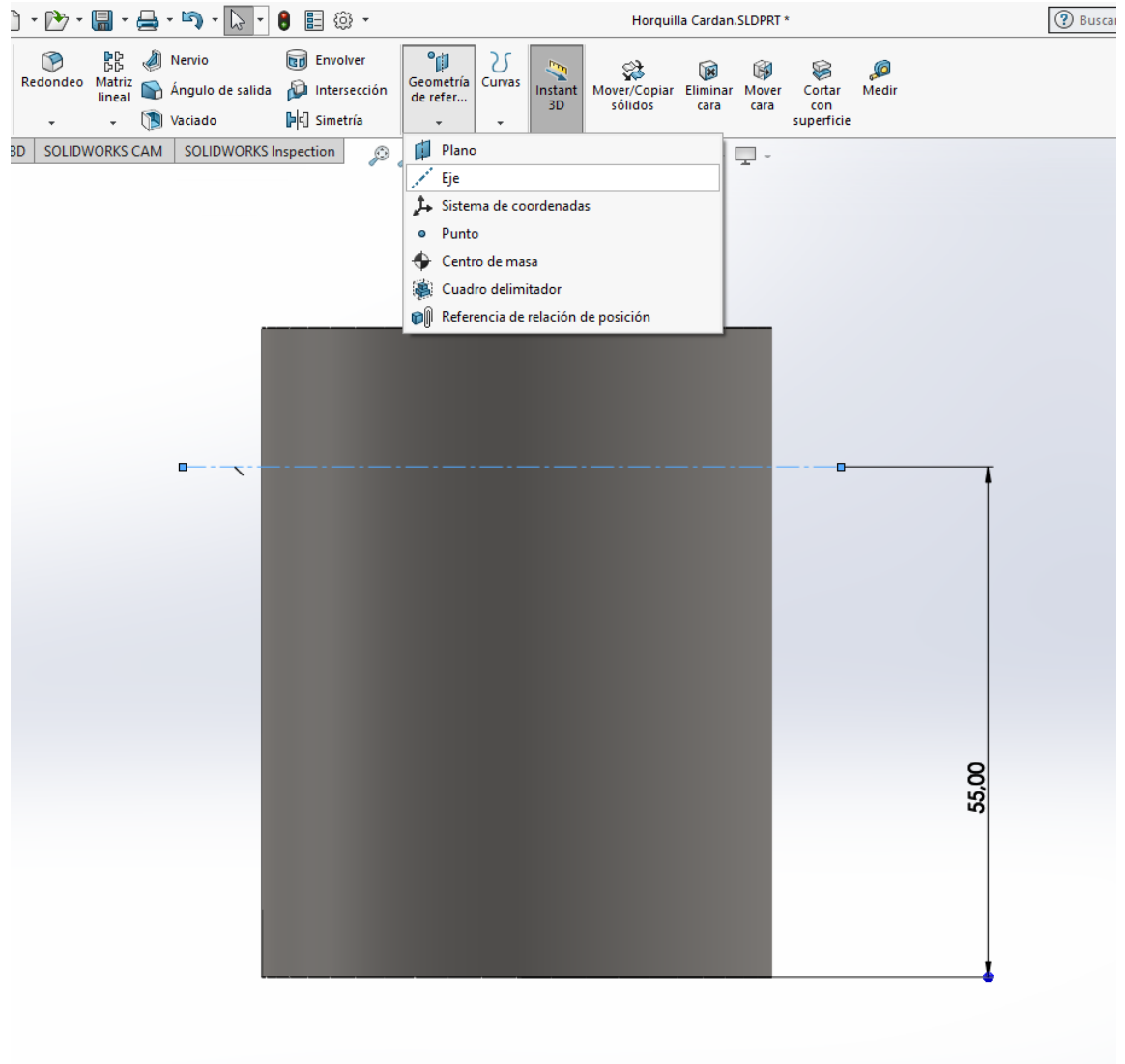


Figura 8.1.3 Adición de un eje de referencia

El siguiente paso es crear el hueco central de la horquilla, donde se va a alojar el centro de la cruceta. Para esto se ha creado primero un croquis en el plano de alzado, otro en un plano auxiliar que se ha creado a una distancia determinada del alzado, y posteriormente se ha insertado una operación de recubrimiento, para así unir ambos croquis creando un nuevo sólido.

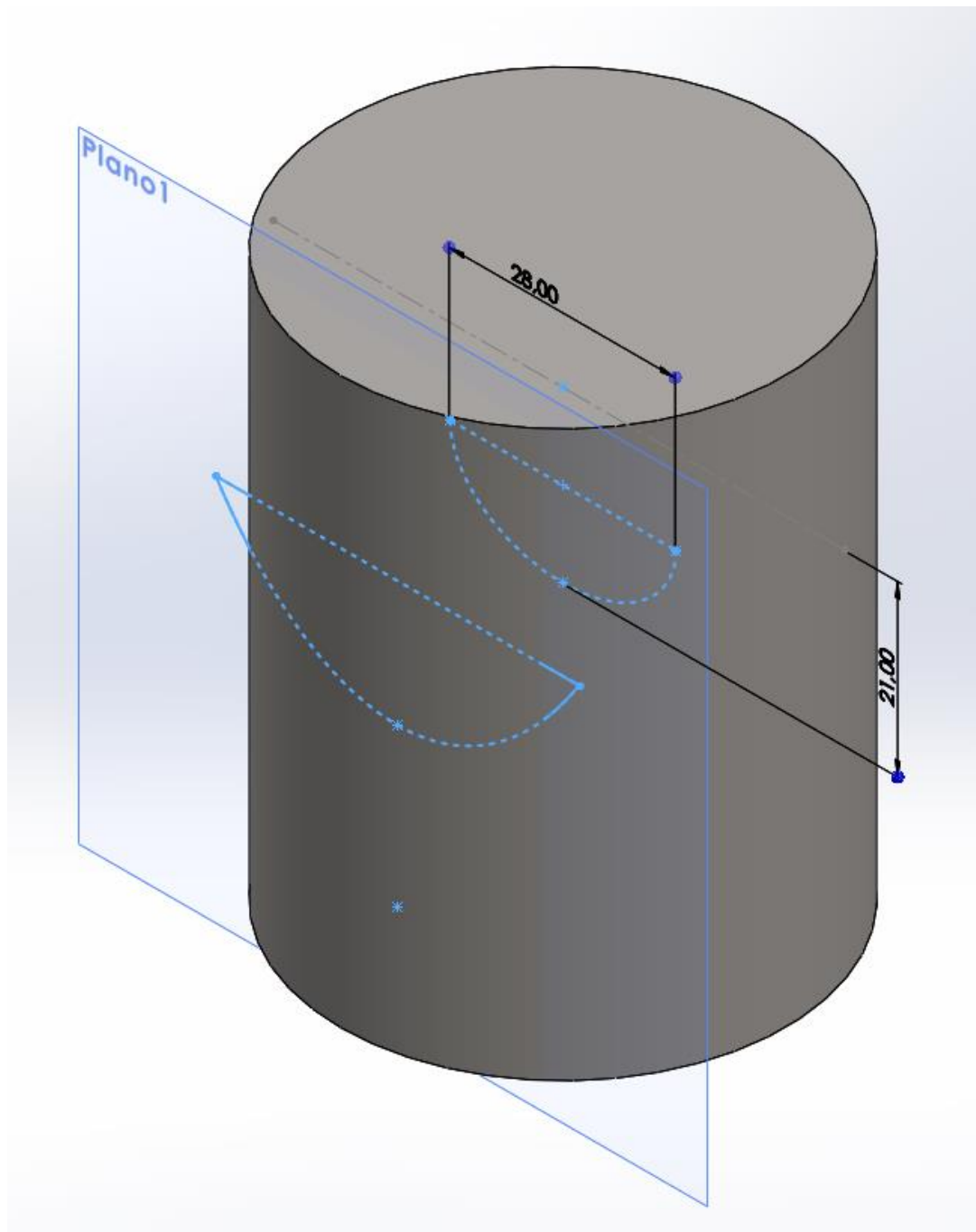


Figura 8.1.4 Croquis para Recubrir

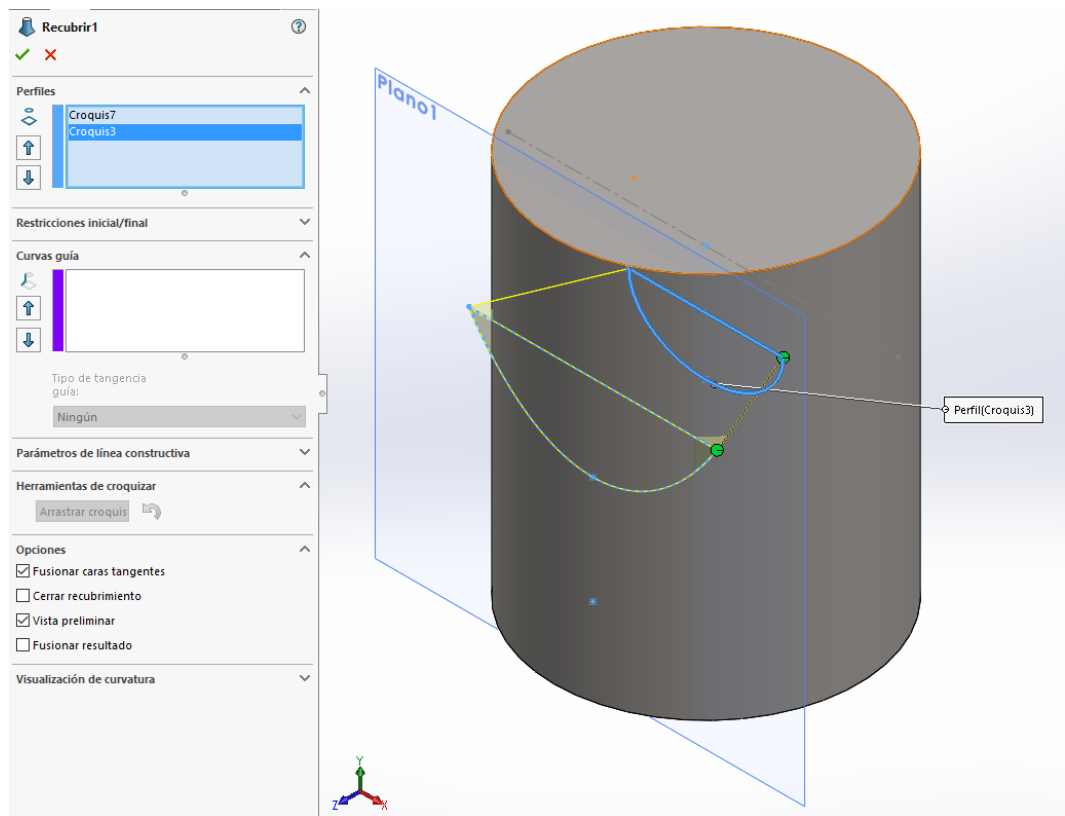


Figura 8.1.5 Operación Recubrir

La intención de esto es crear un hueco interior en la pieza con la geometría requerida. Por ello el siguiente paso ha sido una operación de simetría de este nuevo sólido, y su posterior sustracción al cilindro creado en primer lugar. La siguiente vista de corte muestra el resultado.

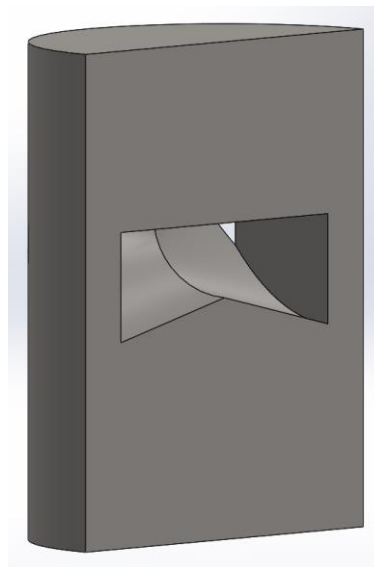


Figura 8.1.6 Resultado de la sustracción del sólido creado

Una vez hecho esto se han extruido a lo largo de todo el cilindro lo que posteriormente serán las púas de la horquilla:

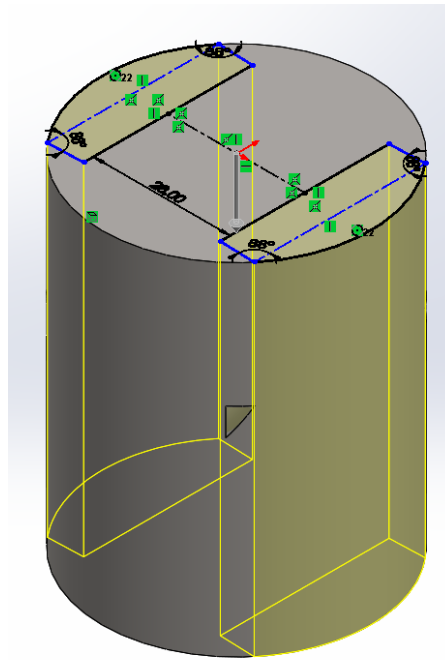


Figura 8.1.7 Extrusión de las púas de la horquilla

Mediante la herramienta *Mover cara* es posible eliminar los excesos de material de la parte superior. En primer lugar, se ha seleccionado la cara superior y se ha movido hacia abajo hasta que ha desaparecido y la geometría resultante es la que se muestra en amarillo:

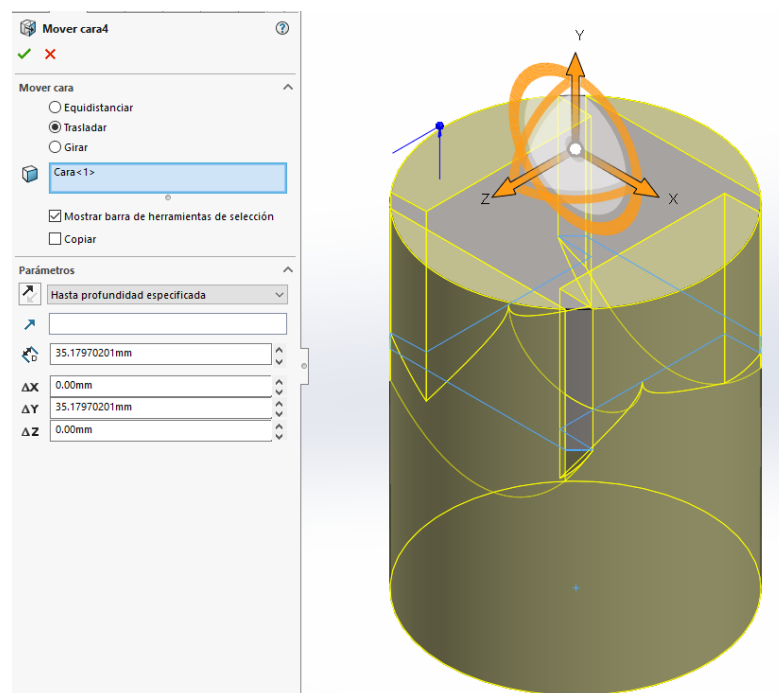


Figura 8.1.8 Primera operación de Mover cara

Se ha hecho lo mismo con las demás partes sobrantes de la geometría:

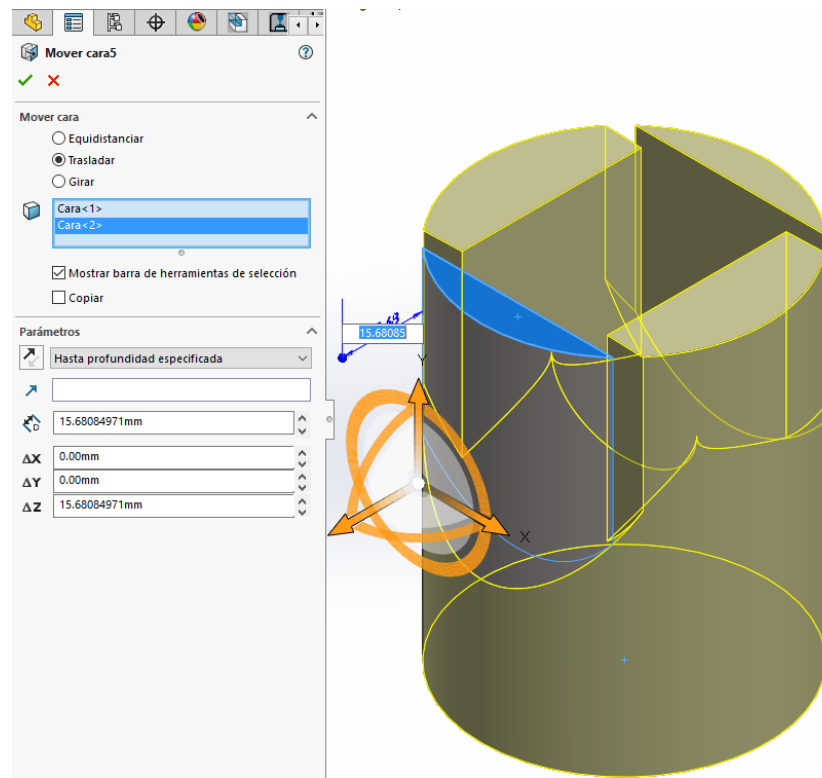


Figura 8.1.9 Segunda operación de Mover cara

Cabe resaltar que se ha utilizado esta herramienta en vez de un corte con superficie o un corte extruido ya que ésta, al mover una cara, la adapta a la geometría que tiene alrededor, de forma que respeta las operaciones de sustracción creadas anteriormente. El resultado es el siguiente:

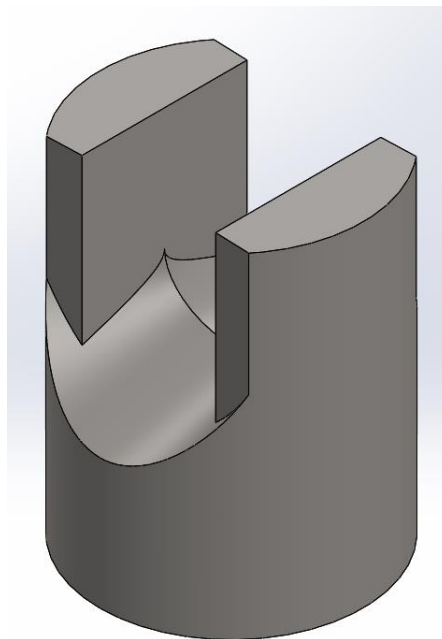


Figura 8.1.10 Resultado tras las operaciones de Mover cara

Después se ha creado la parte inferior de la pieza. Esto se ha hecho mediante un corte de revolución:

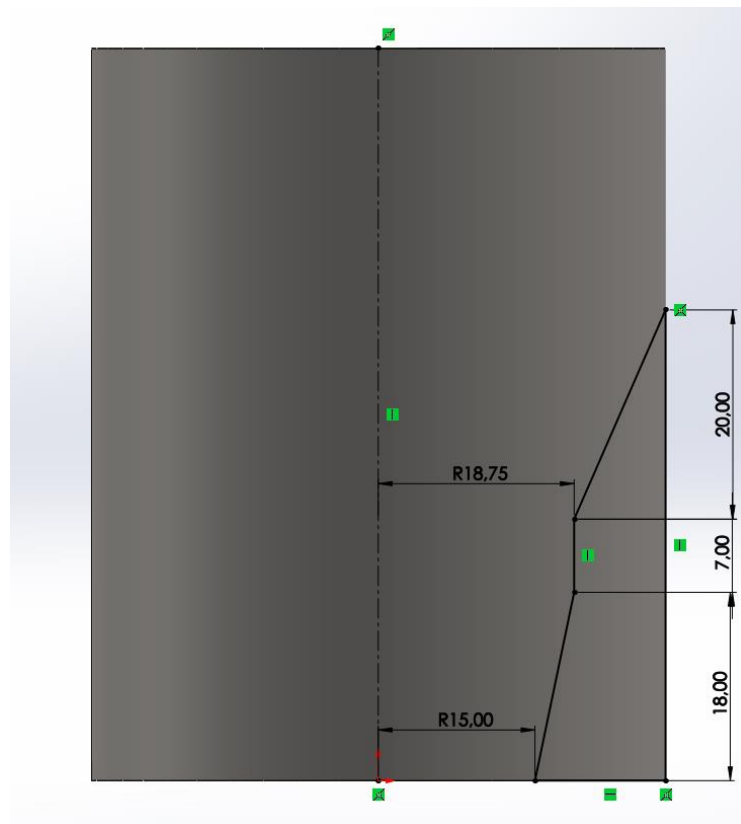


Figura 8.1.11 Croquis para Corte de revolución

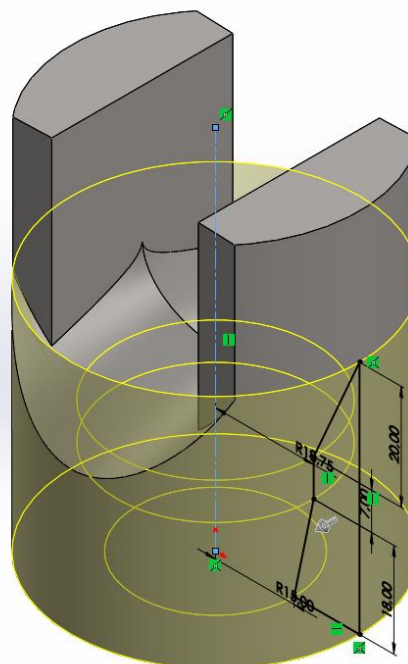
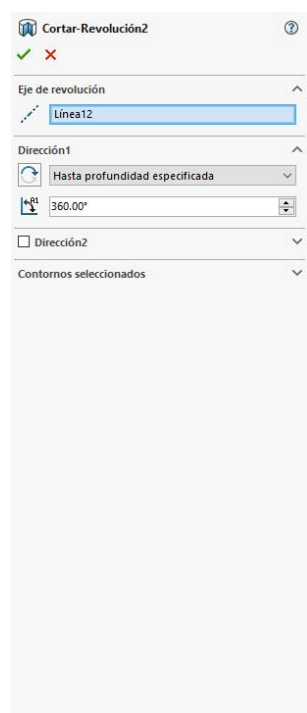


Figura 8.1.12 Corte de revolución

El resultado de esto ya se asemeja a la pieza final:

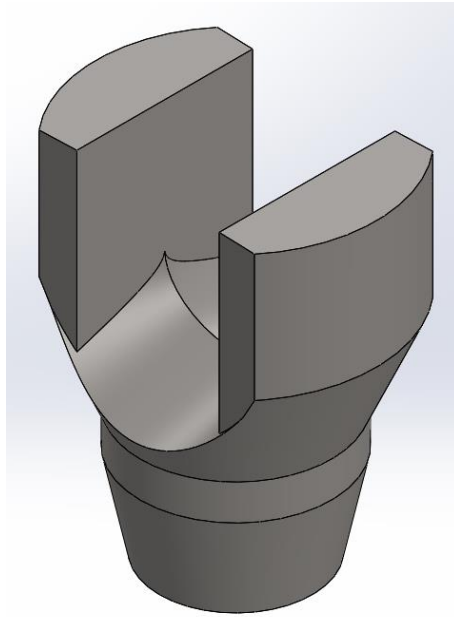


Figura 8.1.13 Resultado de la operación de Corte de revolución

Para optimizar el proceso de modelado, se ha optado por cortar la pieza por la mitad para hacerla mitad de operaciones, y posteriormente se aplicará una simetría para obtener la pieza completa. Una vez hecho esto se trata de dar forma a las púas de las horquillas, para lo cual se utiliza la operación de *Corte extruido*.

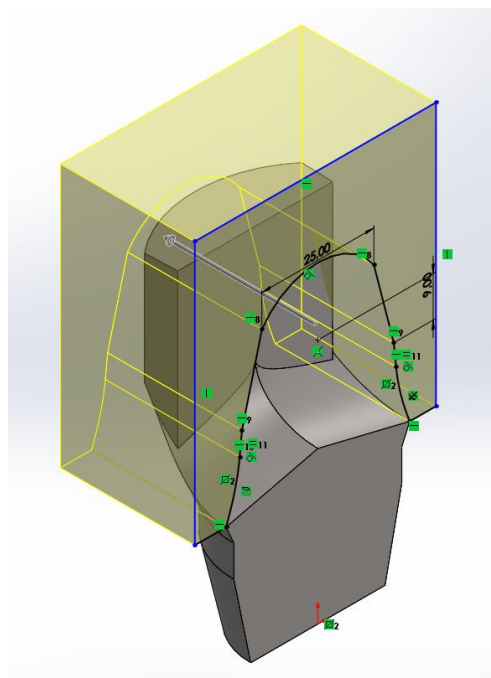


Figura 8.1.14 Corte extruido para dar forma a las púas de la horquilla

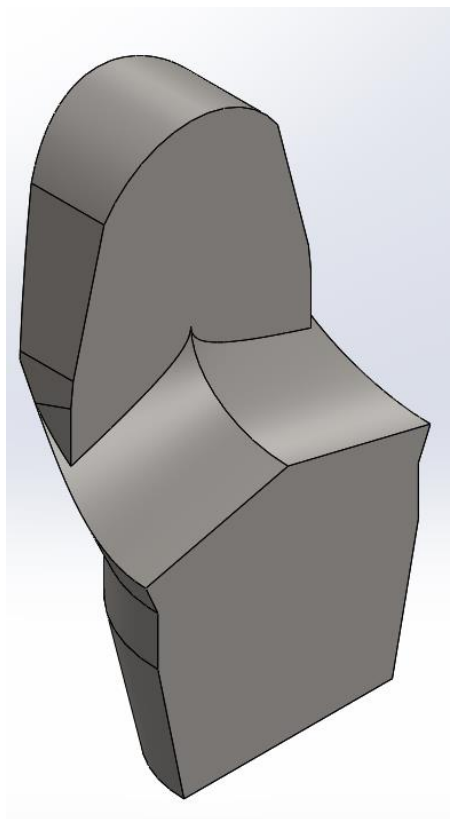


Figura 8.1.15 Resultado del Corte extruido

Tras una serie de operaciones de redondeo de las aristas vivas y de modelar mediante un corte extruido el agujero en el que se alojará el casquillo de la cruceta, el aspecto del modelo es el siguiente:

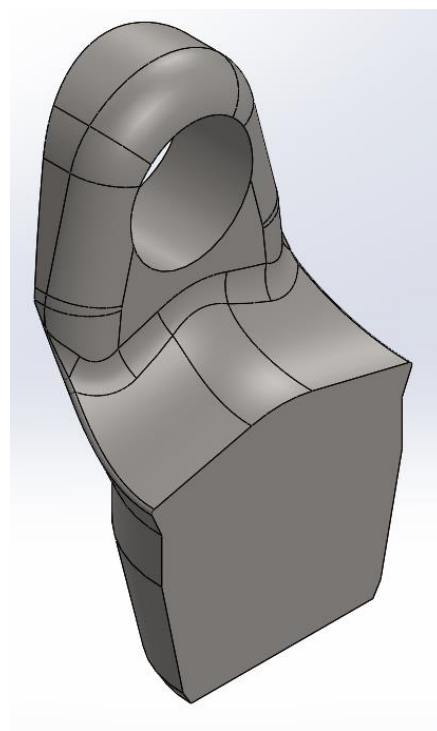


Figura 8.1.16 Resultado tras añadir redondeos y el agujero para el casquillo

Extruyendo un corte descendente de ha realizado la muesca que permitirá montar la cruceta en la horquilla:

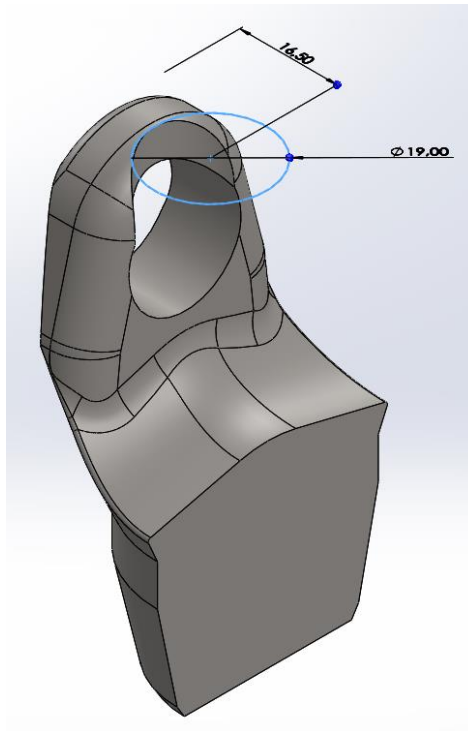


Figura 8.1.17 Muesca para montaje de la cruceta

En este momento el modelo está listo para realizar la operación de simetría.

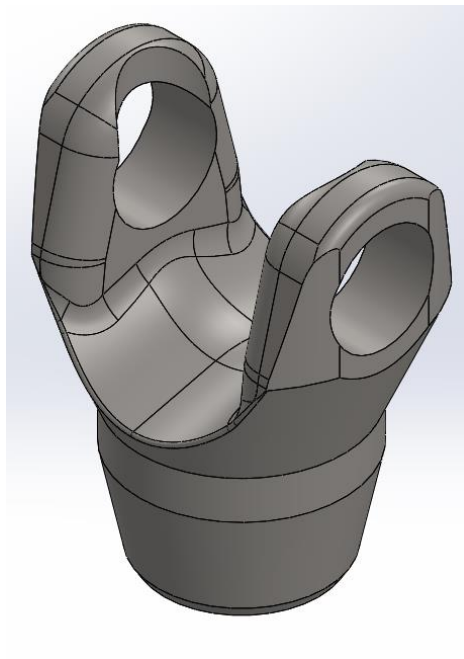


Figura 8.1.18 Modelo casi acabado

Se observa que la pieza está casi terminada. Solo falta añadirle el agujero para su conexión con el eje de la caja de cambios. Una vez hecho esto, el modelo queda terminado:

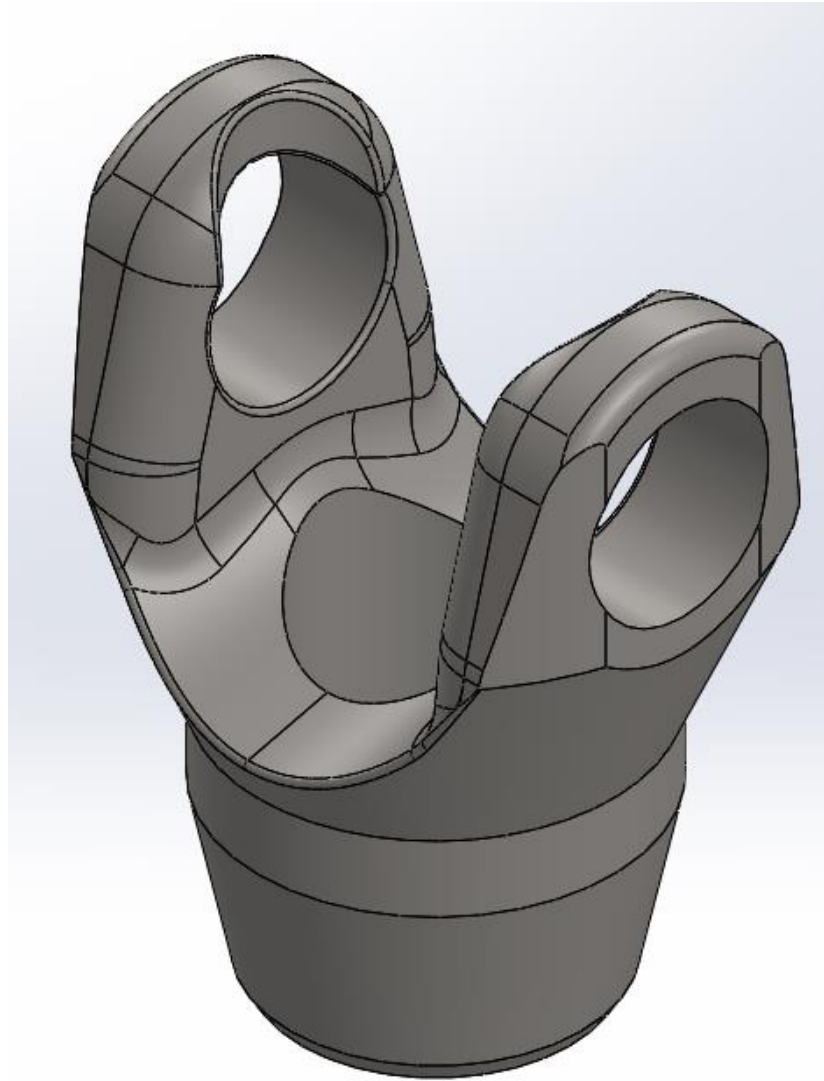


Figura 8.1.19 Modelo terminado

8.2 Anexo 2: Informe generado por SolidWorks

Al realizar un estudio de cualquier tipo, *SolidWorks* cuenta con la opción de generar automáticamente un informe en el que se reflejan datos como condiciones de contorno, resultados del estudio, etc. En este anexo se expone el informe generado al realizar el estudio estático de la transmisión Cardan.



Descripción

Análisis estático de la transmisión Cardan de una motocicleta BMW R850R

Simulación de Cardan BMW R850R

Fecha: lunes, 27 de agosto de 2018
Diseñador: Eduardo Martínez Hernández
Nombre de estudio: Estudio Estático
Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

Descripción	68
Suposiciones	69
Información de modelo	69
Propiedades de estudio	72
Unidades	72
Propiedades de material	73
Cargas y sujeciones.....	75
Definiciones de conector	76
Información de contacto	79
Información de malla	82
Detalles del sensor	83
Fuerzas resultantes.....	84
Vigas	¡Error! Marcador no definido.
Resultados del estudio	85
Conclusión	¡Error! Marcador no definido.



Suposiciones

No existen ejes nervados y los rodillos de los rodamientos se desprecian

Información de modelo



Nombre del modelo: Cardan BMW R850R
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Chaflán1 	Sólido	Masa:2.38188 kg Volumen:0.000305369 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:23.3424 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Arbol Cardan.SLDPRT Jul 30 00:39:14 2018



Redondeo6	Sólido	Masa:0.00782433 kg Volumen:1.00312e-06 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:0.0766784 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Casquillo de agujas.SLDPRT Jul 25 00:16:17 2018
Redondeo6	Sólido	Masa:0.00782433 kg Volumen:1.00312e-06 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:0.0766784 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Casquillo de agujas.SLDPRT Jul 25 00:16:17 2018
Redondeo6	Sólido	Masa:0.00782433 kg Volumen:1.00312e-06 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:0.0766784 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Casquillo de agujas.SLDPRT Jul 25 00:16:17 2018
Redondeo6	Sólido	Masa:0.00782433 kg Volumen:1.00312e-06 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:0.0766784 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Casquillo de agujas.SLDPRT Jul 25 00:16:17 2018
MatrizC1	Sólido	Masa:0.103337 kg Volumen:1.32484e-05 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:1.0127 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Cruceta Cardan.SLDPRT Jul 19 11:33:34 2018
Redondeo6	Sólido	Masa:0.00782433 kg Volumen:1.00312e-06 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:0.0766784 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Casquillo de agujas.SLDPRT Jul 25 00:16:17 2018
Redondeo6	Sólido	Masa:0.00782433 kg Volumen:1.00312e-06 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:0.0766784 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Casquillo de agujas.SLDPRT Jul 25 00:16:17 2018



Redondeo6	Sólido	Masa:0.00782433 kg Volumen:1.00312e-06 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:0.0766784 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Casquillo de agujas.SLDPRT Jul 25 00:16:17 2018
Redondeo6	Sólido	Masa:0.00782433 kg Volumen:1.00312e-06 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:0.0766784 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Casquillo de agujas.SLDPRT Jul 25 00:16:17 2018
MatrizC1	Sólido	Masa:0.103337 kg Volumen:1.32484e-05 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:1.0127 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Cruceta Cardan.SLDPRT Jul 19 11:33:34 2018
Redondeo16 	Sólido	Masa:0.221733 kg Volumen:2.84284e-05 m ³ Densidad:7799.7 kg/m ³ Peso:2.17299 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Horquilla Cardan potencia.SLDPRT Jul 20 15:38:37 2018
Redondeo16 	Sólido	Masa:0.456339 kg Volumen:5.8507e-05 m ³ Densidad:7799.74 kg/m ³ Peso:4.47212 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Horquilla Cardan transmisión.SLDPRT Jul 18 18:00:53 2018
Redondeo10 	Sólido	Masa:0.271696 kg Volumen:3.48328e-05 m ³ Densidad:7800 kg/m ³ Peso:2.66262 N	D:\Edu\Documentos\Univer rsidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks\Horquilla Cardan.SLDPRT Aug 27 15:19:31 2018



Propiedades de estudio

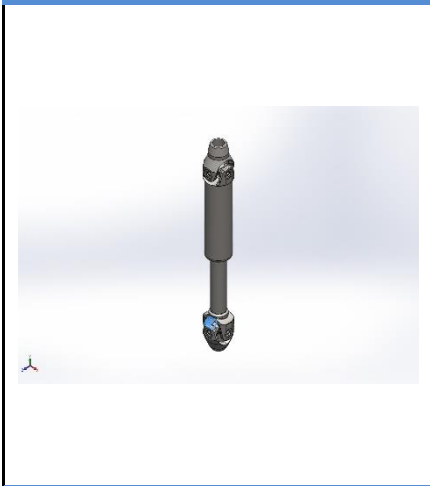
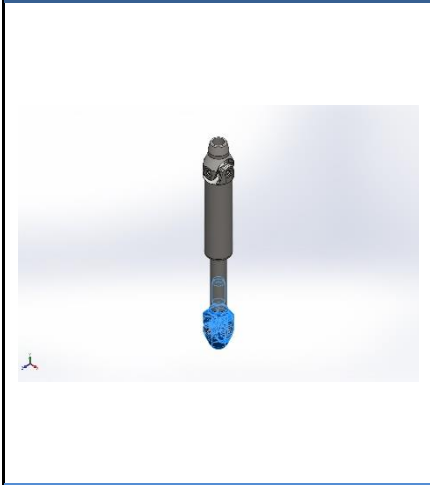
Nombre de estudio	Estudio Estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (D:\Edu\Documentos\Universidad\TFG\Modelo 3D\SolidWorks\Resultados finales SolidWorks)

Unidades

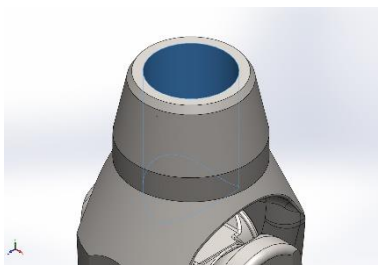
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: Acero al carbono fundido Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: $2.48168 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $4.82549 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ Coefficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: $7.6 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ Coefficiente de dilatación térmica: $1.2 \times 10^{-5} / \text{Kelvin}$	Sólido 1(Chaflán1)(Arbol Cardan-1), Sólido 1(Redondeo6)(Ensamblaje Cruceta Cardan-1/Casquillo de agujas-1), Sólido 1(Redondeo6)(Ensamblaje Cruceta Cardan-1/Casquillo de agujas-2), Sólido 1(Redondeo6)(Ensamblaje Cruceta Cardan-1/Casquillo de agujas-3), Sólido 1(Redondeo6)(Ensamblaje Cruceta Cardan-1/Casquillo de agujas-4), Sólido 1(MatrizC1)(Ensamblaje Cruceta Cardan-1/Cruceta Cardan-1), Sólido 1(Redondeo10)(Horquilla Cardan-1)
Datos de curva:N/A		
	Nombre: AISI 52100 - Acero para rodamientos (3) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: $3.25 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $7.6 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Límite de compresión: $2.6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ Coefficiente de Poisson: 0.3 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: $8 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$	Sólido 1(Redondeo6)(Ensamblaje Cruceta Cardan-2/Casquillo de agujas-1), Sólido 1(Redondeo6)(Ensamblaje Cruceta Cardan-2/Casquillo de agujas-3), Sólido 1(Redondeo6)(Ensamblaje Cruceta Cardan-2/Casquillo de agujas-4)
Datos de curva:N/A		

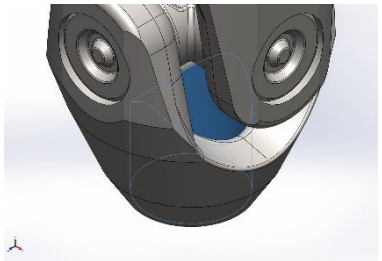
	Nombre: AISI 52100 - Acero para rodamientos (4) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: $3.25 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $7.6 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Límite de compresión: $2.6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ Coefficiente de Poisson: 0.3 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: $8 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$	Sólido 1(Redondeo6)(Ensamblaje Cruceta Cardan-2/Casquillo de agujas-2)
Datos de curva:N/A		
	Nombre: AISI 52100 - Acero para rodamientos Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: $3.25 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $7.6 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Límite de compresión: $2.6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ Coefficiente de Poisson: 0.3 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: $8 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$	Sólido 1(MatrizC1)(Ensamblaje Cruceta Cardan-2/Cruceta Cardan-1), Sólido 1(Redondeo16)(Horquilla Cardan potencia-1), Sólido 1(Redondeo16)(Horquilla Cardan transmisión-1)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Sobre caras cilíndricas-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: 0, ---, --- Unidades: mm

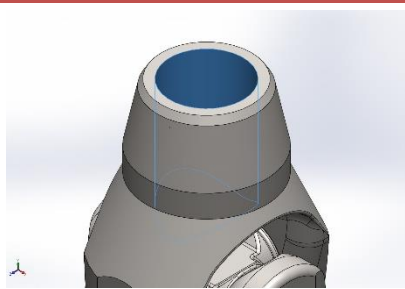
Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-1162.5	-159.99	-160.369	1184.37
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Fijo-4		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija
--------	---	--

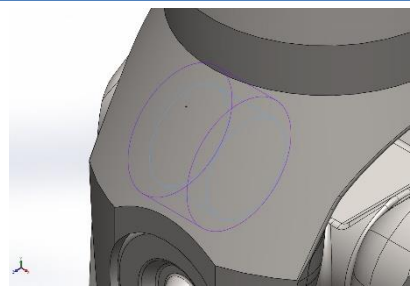
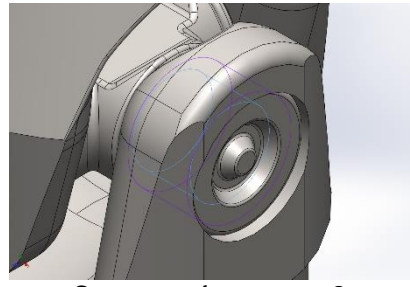
Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	1.01191	-0.0213232	-5.24831	5.34502
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

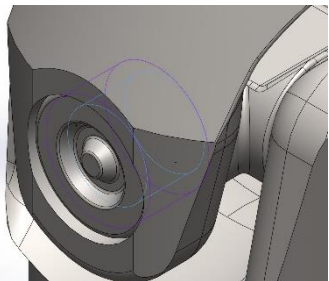
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Torsión-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar momento torsor Valor: -77 N.m

Definiciones de conector

Conector de pasador/perno/rodamiento

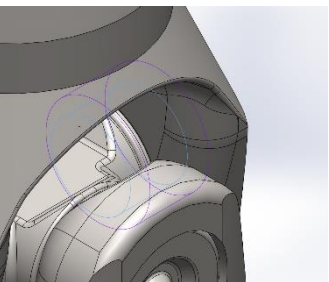
Referencia de modelo	Detalles del conector	Detalles de resistencia		
 Conector de apoyo - 1	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos		
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	0.70765	0	-7.4357e-15	0.70765
Fuerza cortante (N)	0	0.012754	-2112.2	2112.2
Momento flector (N.m)	0	0	0	0
 Conector de apoyo - 2	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos		
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-0.72509	0	2.5316e-15	0.72509
Fuerza cortante (N)	0	-0.098183	2014.5	2014.5
Momento flector (N.m)	0	0	0	0



 Conector de apoyo - 3	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos
--	--	---------------------

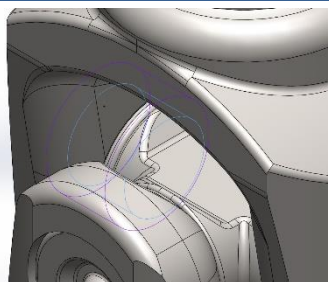
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-0	-0	9.3117	-9.3117
Fuerza cortante (N)	2145.6	-0.070322	0	2145.6
Momento flector (N.m)	0	0	0	0

 Conector de apoyo - 4	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos
---	--	---------------------

Fuerzas del conector

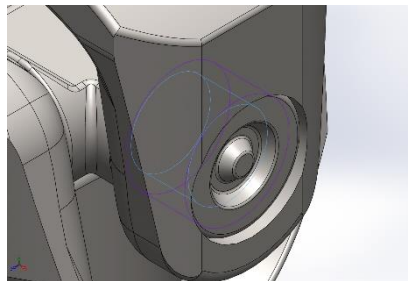
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-3.4831e-16	0	8.567	8.567
Fuerza cortante (N)	-2108.5	0.0055891	0	2108.5
Momento flector (N.m)	0	0	0	0

 Conector de apoyo - 5	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos
--	--	---------------------

Fuerzas del conector

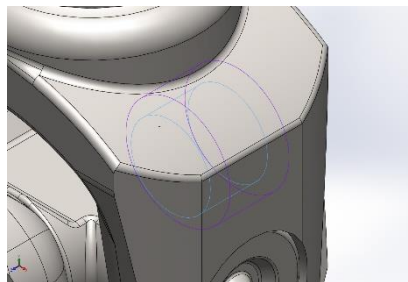
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-0.30616	-0	3.2068e-15	-0.30616
Fuerza cortante (N)	0	0.11617	2101.7	2101.7
Momento flector (N.m)	0	0	0	0



 Conector de apoyo - 6	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos
--	--	---------------------

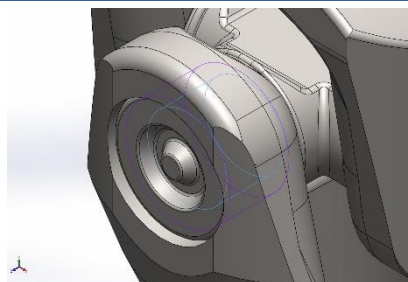
Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	0.26009	-0	-9.0808e-16	-0.26009
Fuerza cortante (N)	0	-0.018306	-2109.1	2109.1
Momento flector (N.m)	0	0	0	0

 Conector de apoyo - 7	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos
---	--	---------------------

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-1.2454e-16	0	3.0632	3.0632
Fuerza cortante (N)	2115	-0.00031095	0	2115
Momento flector (N.m)	0	0	0	0

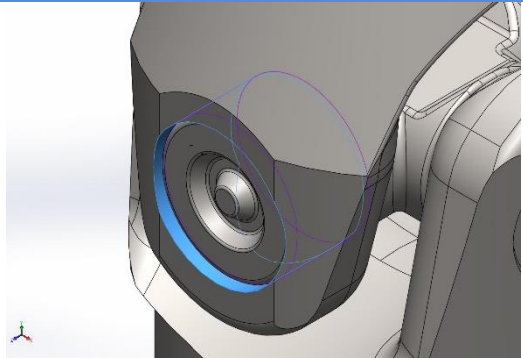
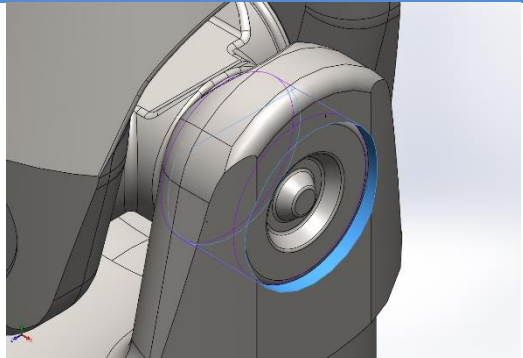
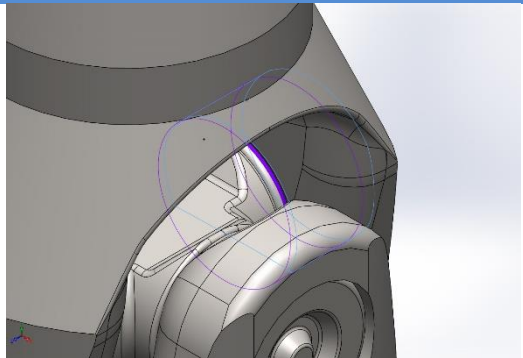
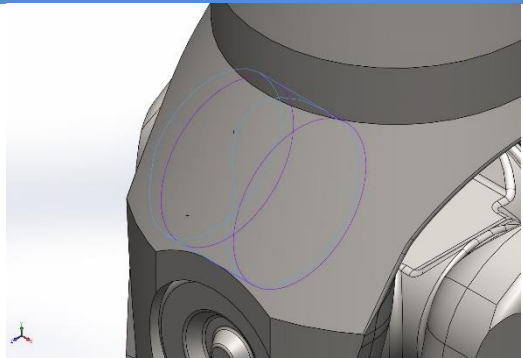
 Conector de apoyo - 8	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	No hay datos
--	--	---------------------

Fuerzas del conector

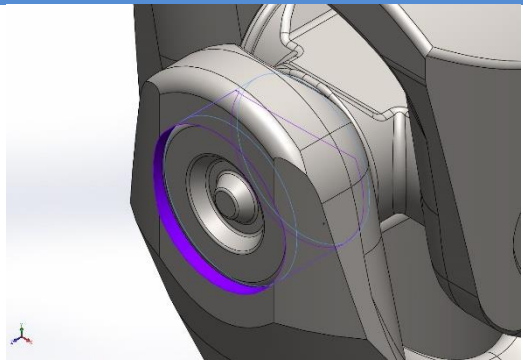
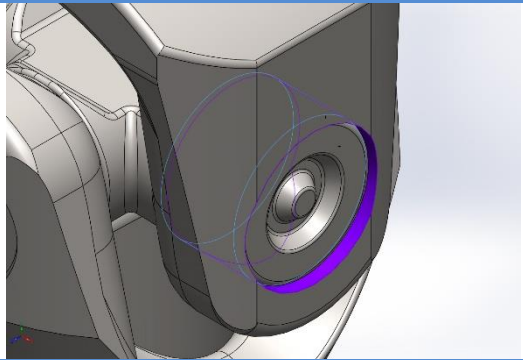
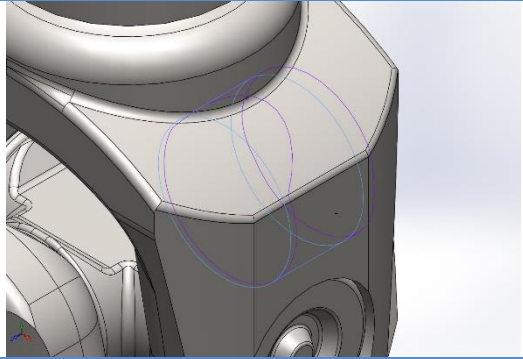
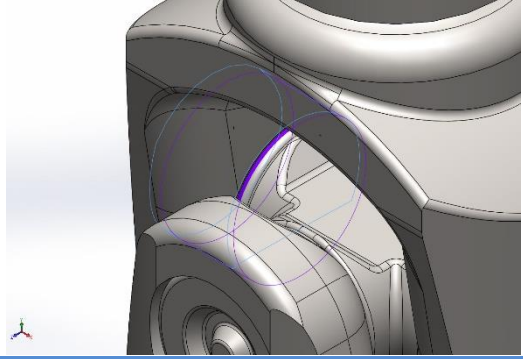
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-0	-0	1.8252	-1.8252
Fuerza cortante (N)	-2124.6	0.053637	0	2124.6
Momento flector (N.m)	0	0	0	0



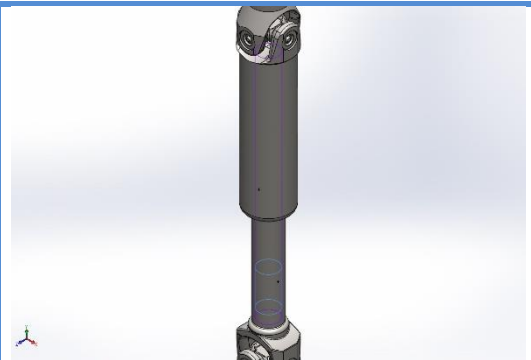
Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto-1		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-2		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-3		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-4		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)



Contacto-5		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-6		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-7		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-8		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)



Contacto-10		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
-------------	---	---



Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	7.73056 mm
Tamaño mínimo del elemento	1.54611 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Activar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	1203281
Número total de elementos	820960
Cociente máximo de aspecto	123.57
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	97.8
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0929
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:41
Nombre de computadora:	



Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-5		Entidades: 30 cara(s) Unidades: mm Tamaño: 1.5 Coeficiente: 1.5

Detalles del sensor

No hay datos



Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

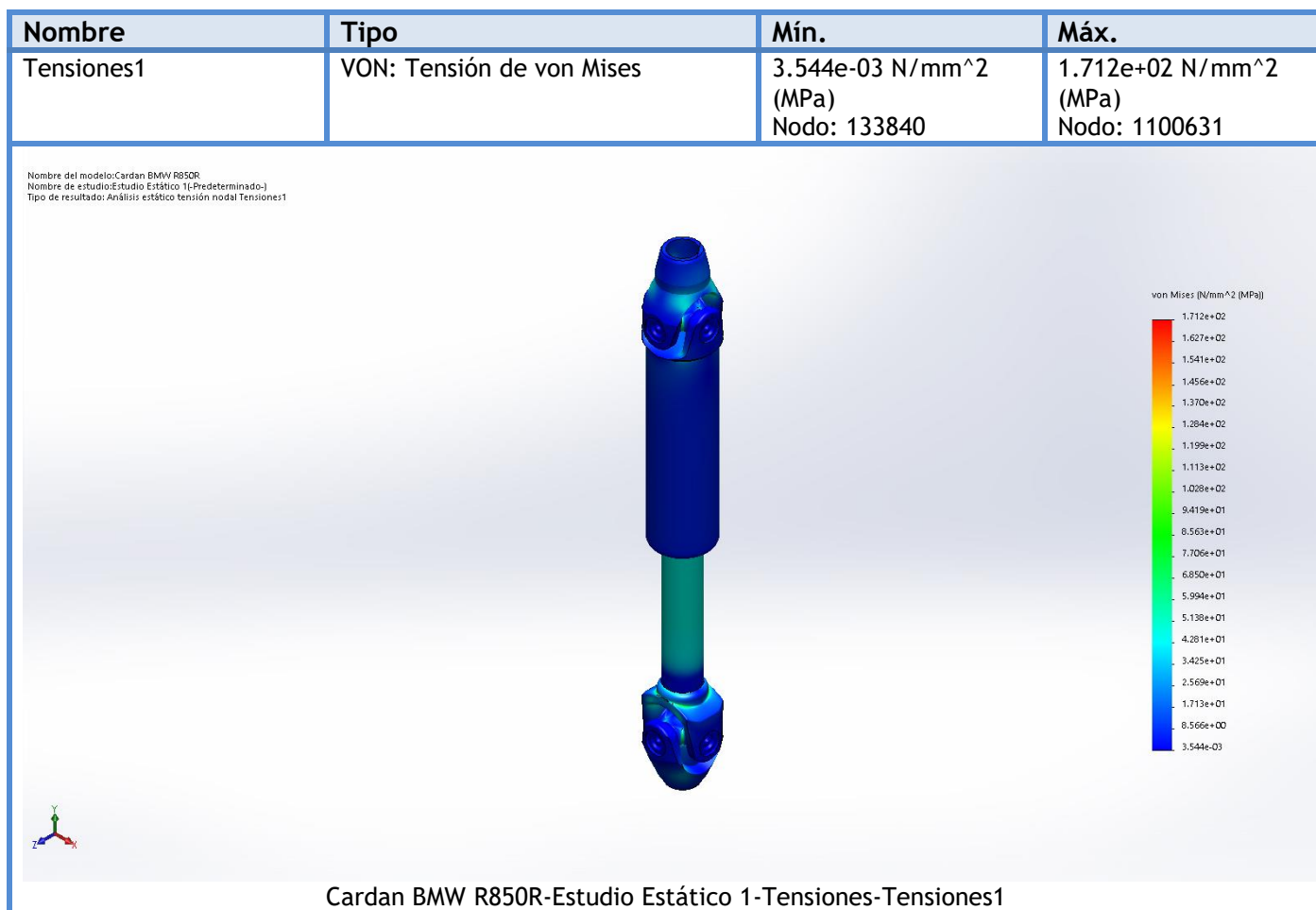
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-1161.49	-160.011	-165.617	1184.1

Momentos de reacción

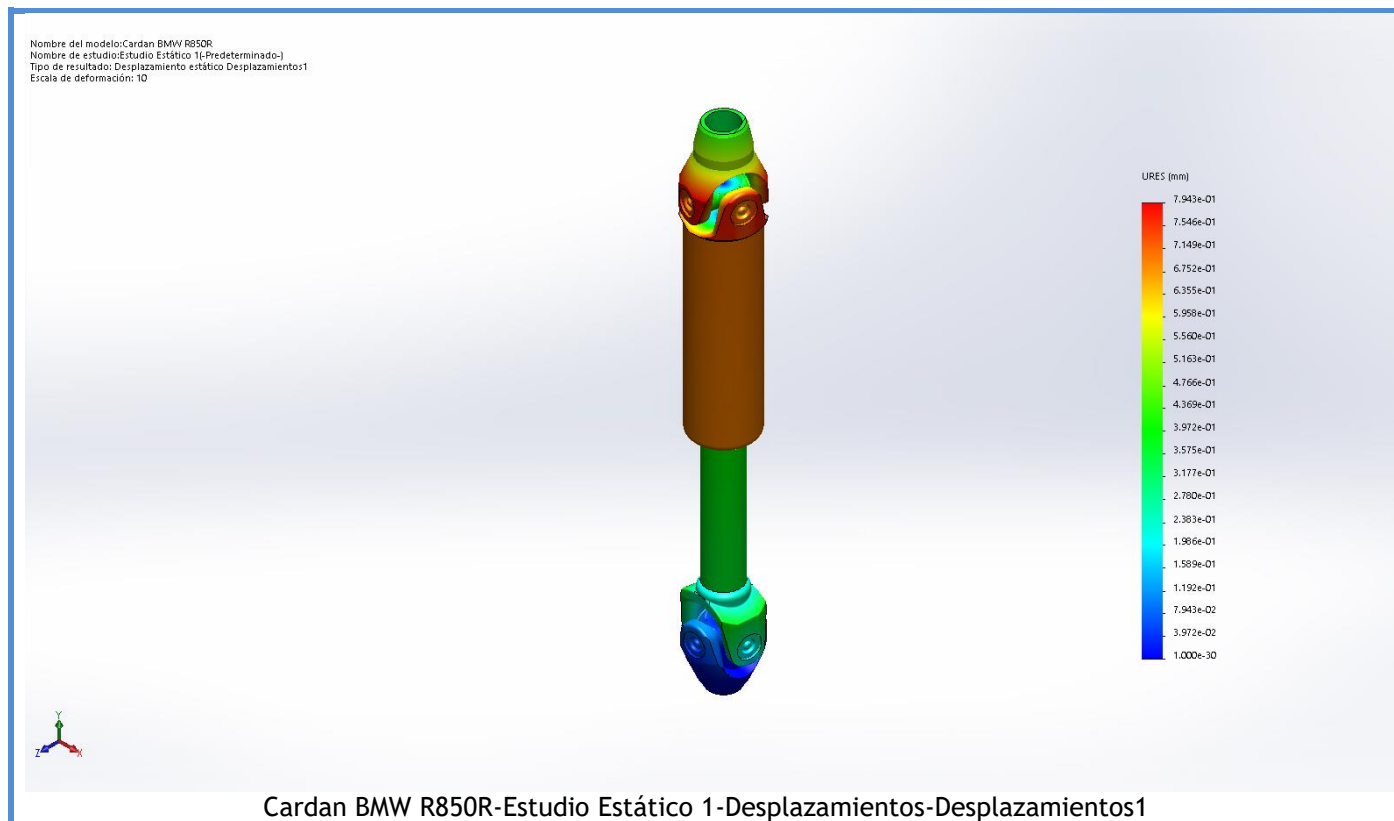
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0



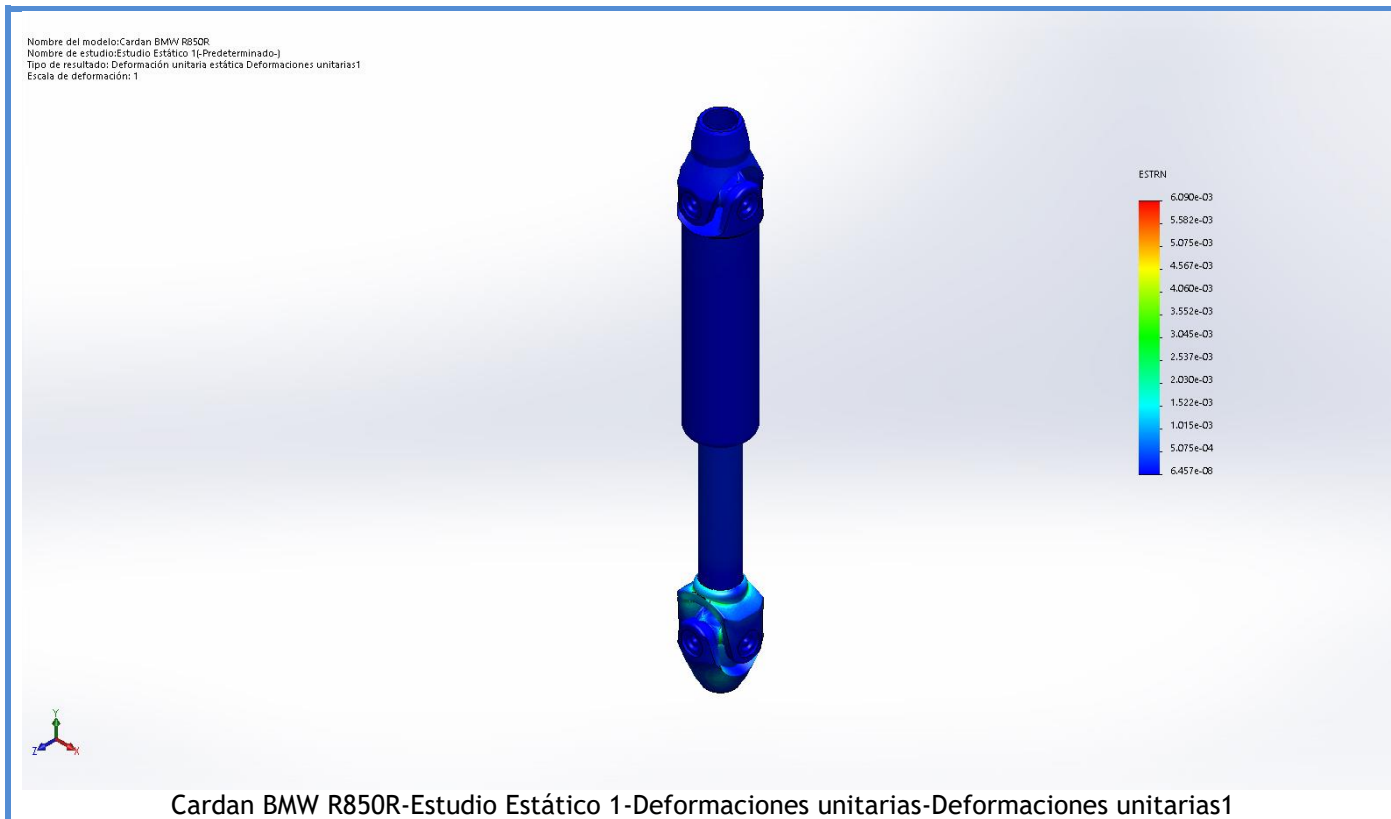
Resultados del estudio



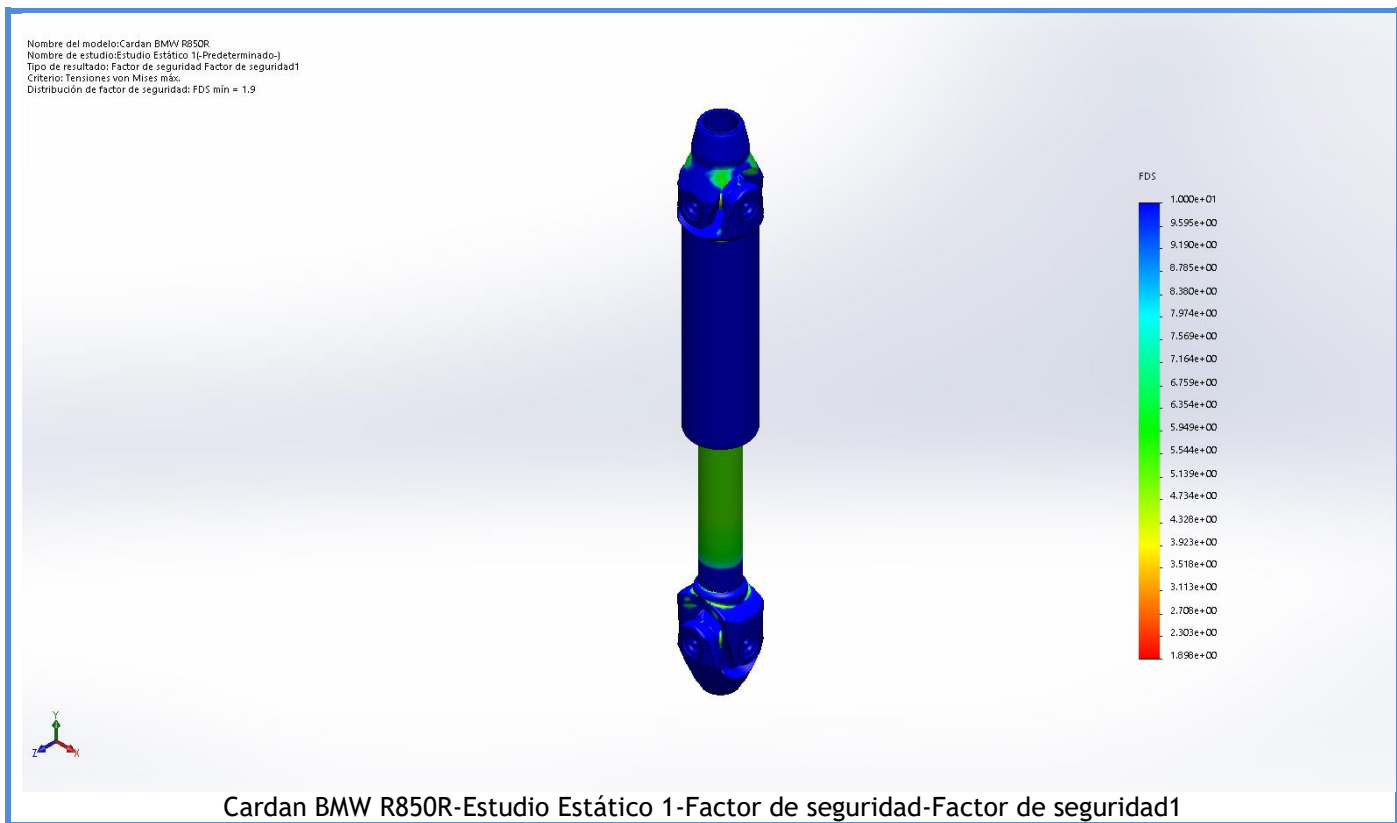
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+00 mm Nodo: 1095379	7.943e-01 mm Nodo: 1184780



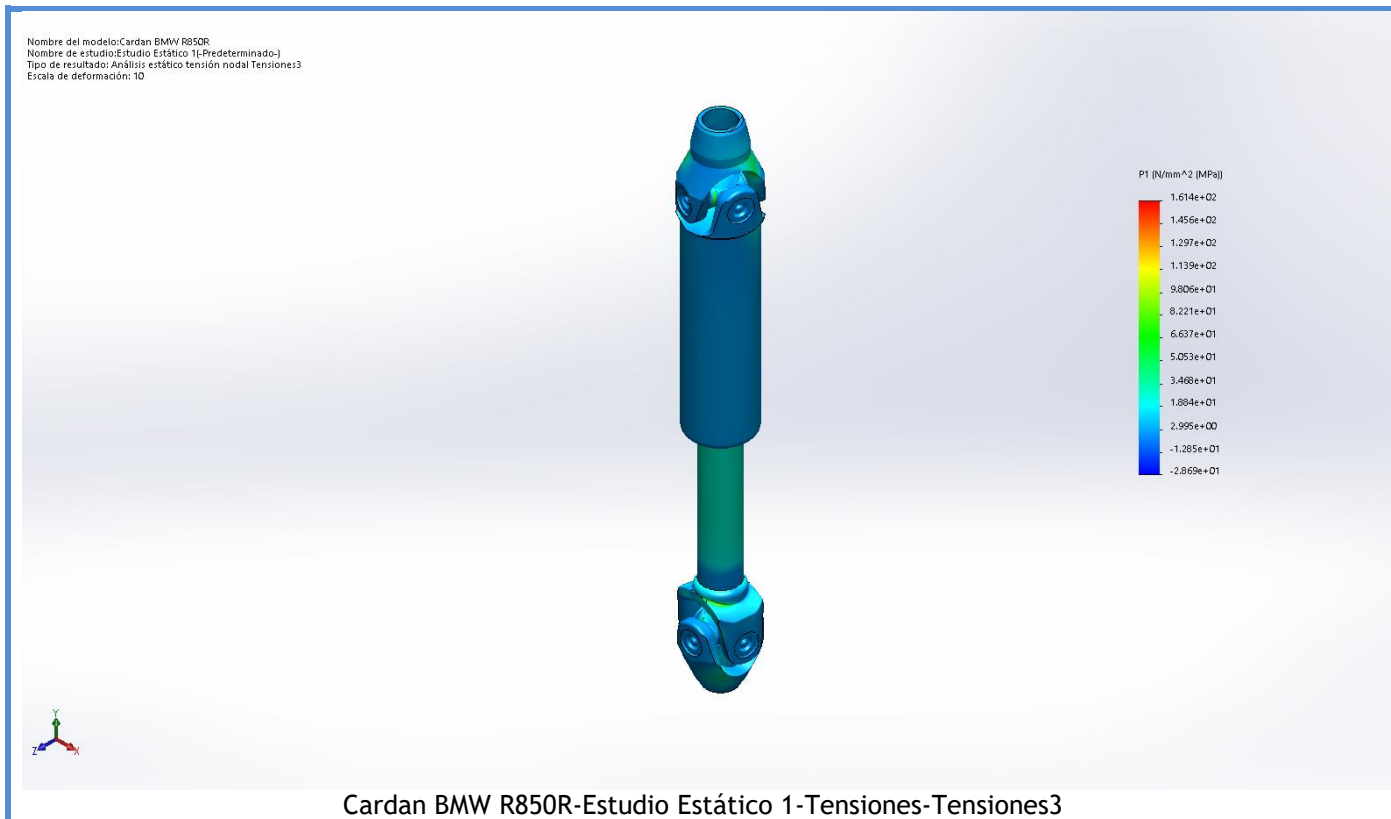
Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	6.457e-08 Elemento: 415283	6.090e-03 Elemento: 757835



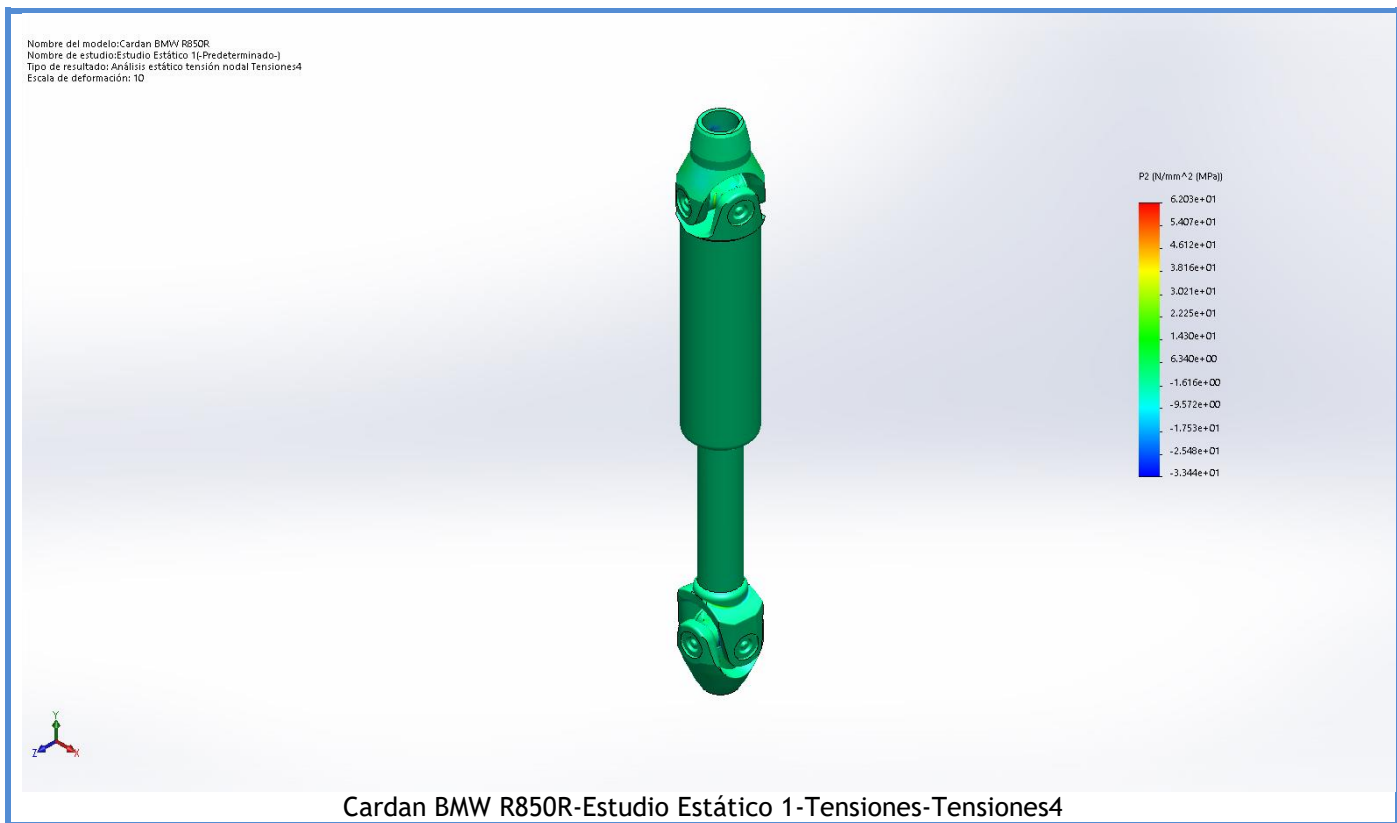
Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Factor de seguridad1	Tensión de von Mises máx.	1.898e+00 Nodo: 1100631	1.000e+01 Nodo: 1



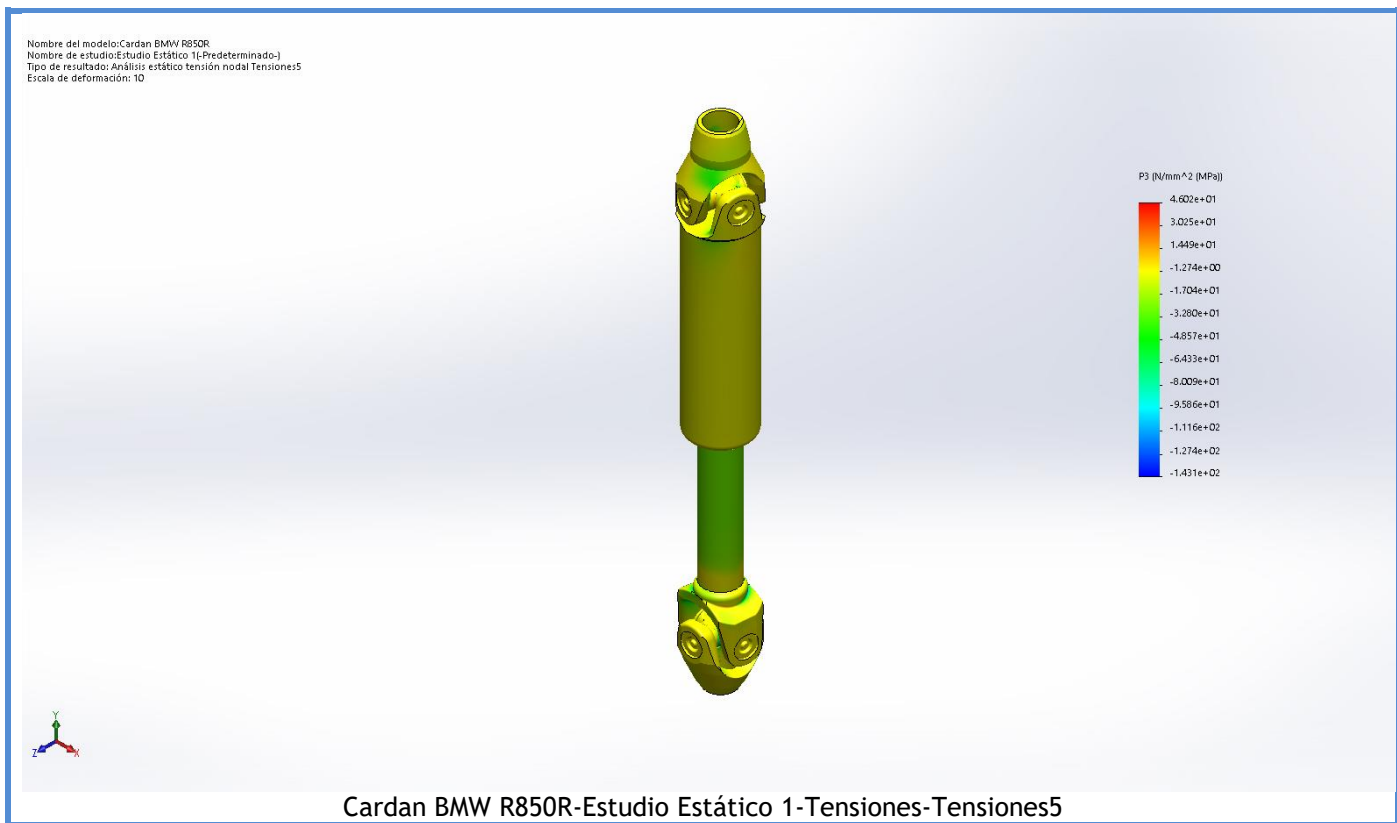
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones3	P1: Primera tensión principal	-2.869e+01N/mm^2 (MPa) Nodo: 1080026	1.614e+02 N/mm^2 (MPa) Nodo: 1032739



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones4	P2: Segunda tensión principal	-3.344e+01N/mm^2 (MPa) Nodo: 1032765	6.203e+01 N/mm^2 (MPa) Nodo: 1032739



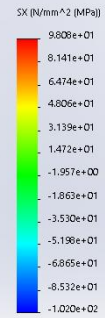
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones5	P3: Tercera tensión principal	-1.431e+02 N/mm ² (MPa) Nodo: 1100659	4.602e+01 N/mm ² (MPa) Nodo: 1032739



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones8	SX: Tensión normal de X	-1.020e+02 N/mm ² (MPa) Nodo: 1100644	9.808e+01 N/mm ² (MPa) Nodo: 1100662

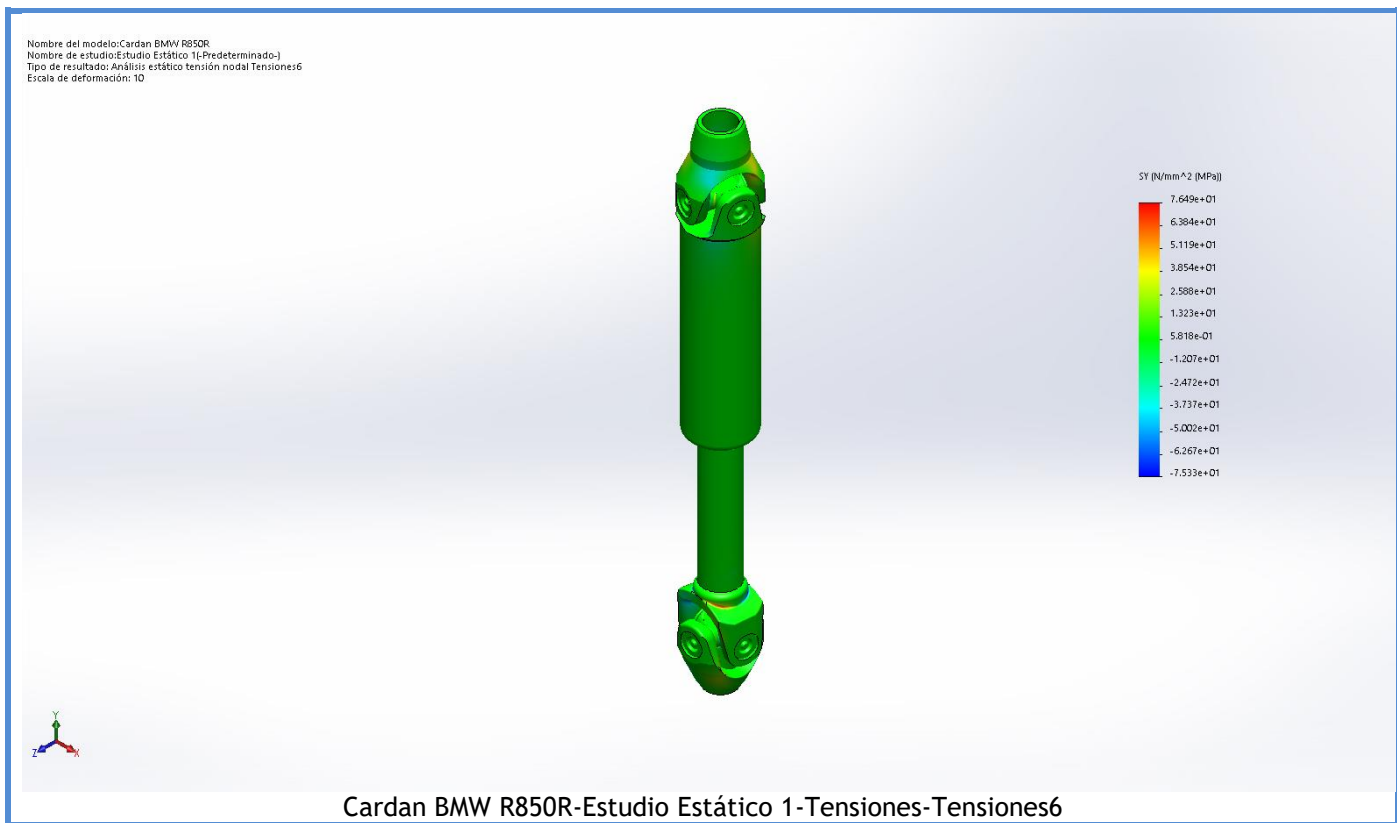


Nombre del modelo: Cardan BMW R850R
Nombre de estudio: Estudio Estático 1 (-Predeterminado)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión modal Tensiones8
Escala de deformación: 10



Cardan BMW R850R-Estudio Estático 1-Tensiones-Tensiones8

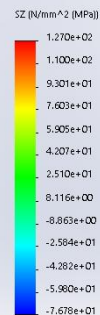
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones6	SY: Tensión normal de Y	-7.533e+01N/mm ² (MPa) Nodo: 1145515	7.649e+01 N/mm ² (MPa) Nodo: 1145542



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones9	SZ: Tensión normal de Z	-7.678e+01N/mm^2 (MPa) Nodo: 1082523	1.270e+02 N/mm^2 (MPa) Nodo: 1032739

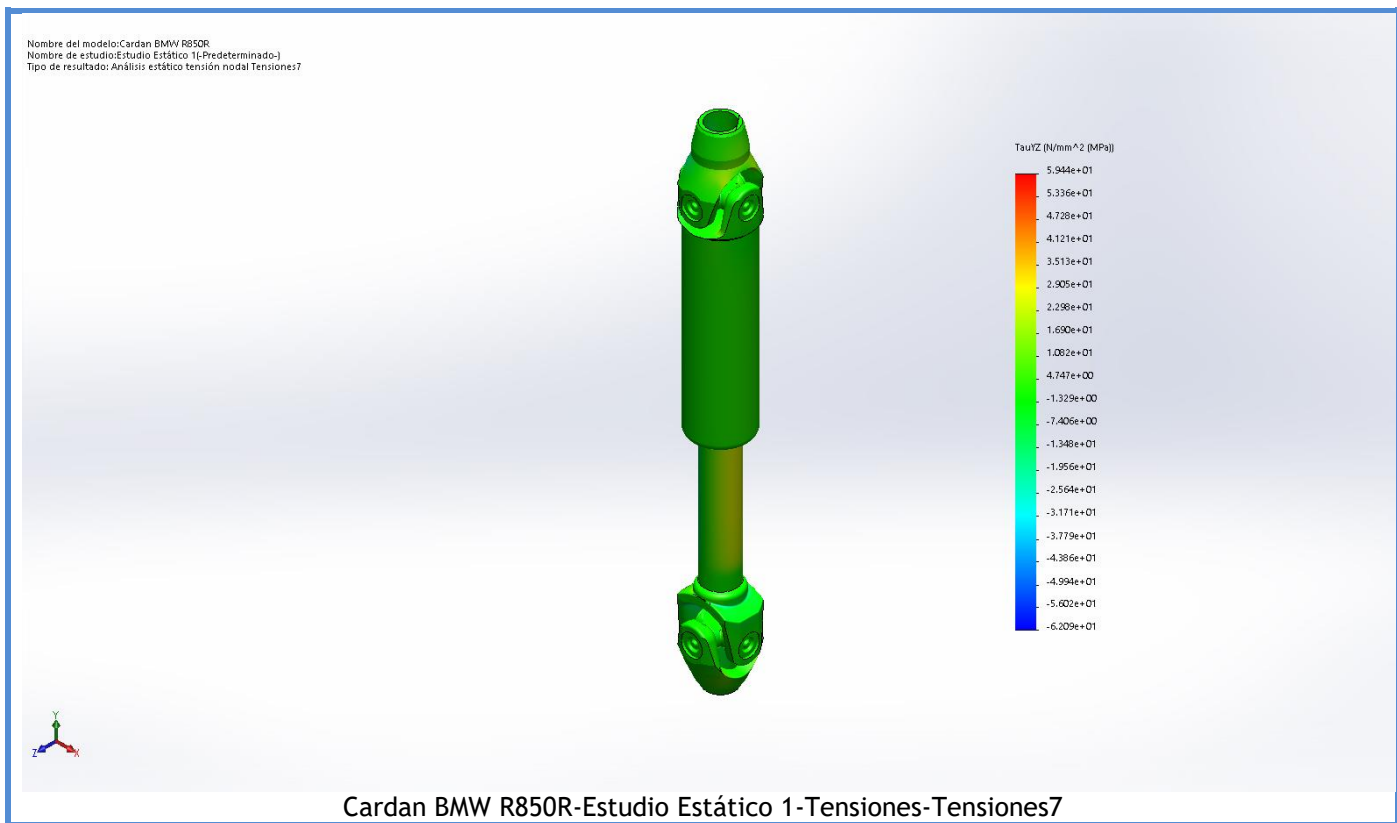


Nombre del modelo: Cardan BMW R850R
Nombre de estudio: Estudio Estático 1 (-Predeterminado)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión modal Tensiones9
Escala de deformación: 10

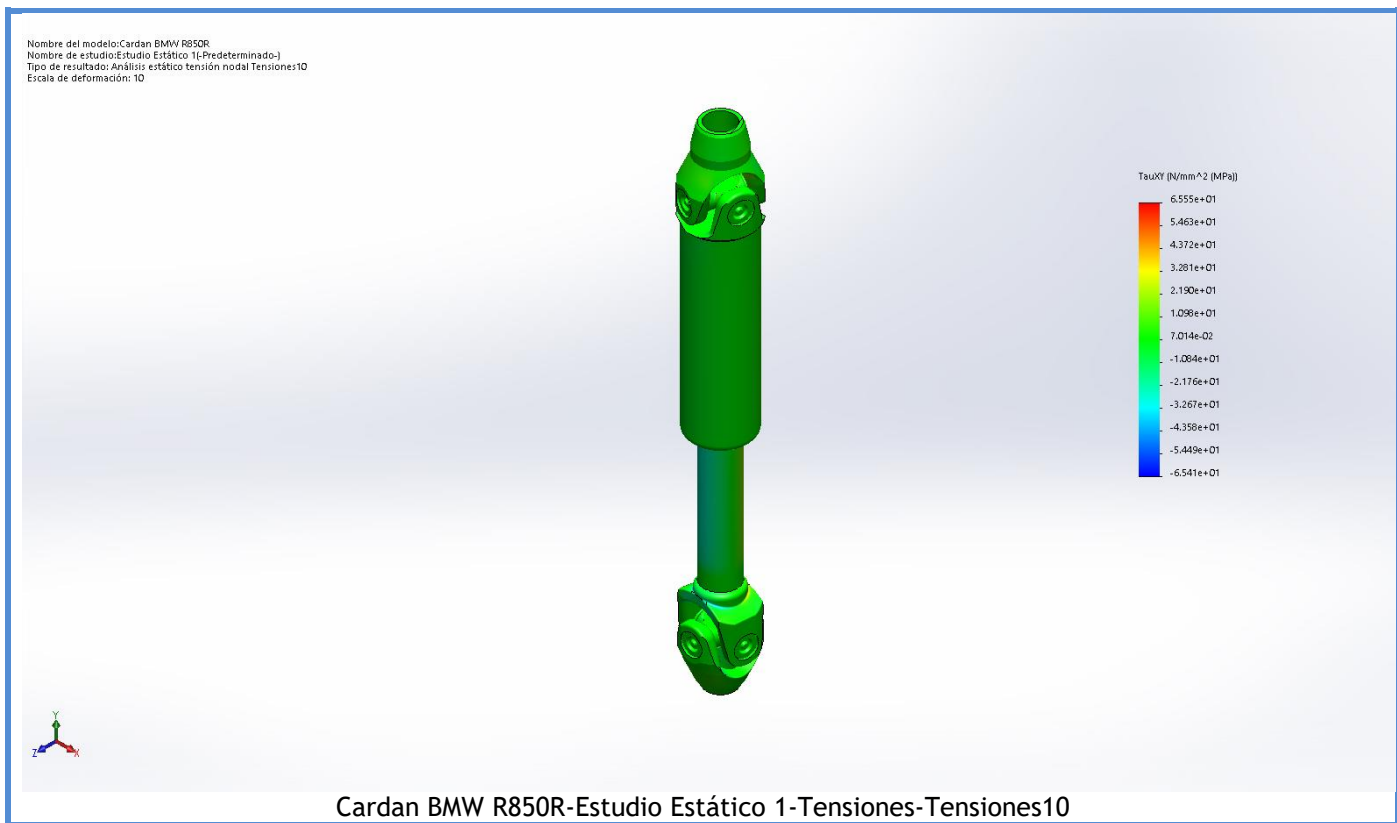


Cardan BMW R850R-Estudio Estático 1-Tensiones-Tensiones9

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones7	TYZ: Tensión cortante en dir. Z en plano XZ	-6.209e+01N/mm ² (MPa) Nodo: 1138943	5.944e+01 N/mm ² (MPa) Nodo: 1138866



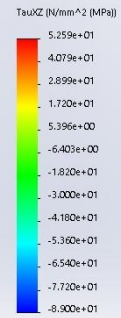
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones10	TXY: Tensión cortante en dir. Y en plano YZ	-6.541e+01N/mm ² (MPa) Nodo: 1146920	6.555e+01 N/mm ² (MPa) Nodo: 1146914



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones11	TXZ: Tensión cortante en dir. Z en plano YZ	-8.900e+01 N/mm ² (MPa) Nodo: 1100657	5.259e+01 N/mm ² (MPa) Nodo: 1082734



Nombre del modelo: Cardan BMW R850R
Nombre de estudio: Estudio Estático 1 (-Predeterminado)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión modal Tensiones11
Escala de deformación: 10



Cardan BMW R850R-Estudio Estático 1-Tensiones-Tensiones11

9 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] <https://www.motor.mapfre.es/motos/noticias-motos/transmision-moto-cadena-correa-cardan/> y http://www.portalmotos.com/imagenes/Imagenes_Web/albumes/Correa%20moto%20Portalmotos%202.jpg
- [2] <http://www.prestige-moto.fr/moto-transmission-a-cardan/>
- [3] http://www.balbinoehijos.com/images/com_hikashop/upload/cardan_ligera_02.jpg
- [4] <https://www.nitro.pe/mecanico-nitro/por-que-cambiar-el-cardan-o-arbol-de-transmision.html>
- [5] <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/junta-de-cardan-definicion-significado/gmx-niv15-con194562.htm>
- [6] <http://www.visuals4technics.com/view/cardan-joint-spline-shaft-/73NLY?lang=en>
- [7] <https://www.bmw-motorrad.es/es/models/detail/motor-drivetrain/paralever-cardan.html>
- [8] http://www.marca.com/marca_motor/reportajes/bmw-motos2002/r850r-r1150r.html
- [9] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, McGraw Hill. Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 8ª edición.