



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**ANÁLISIS DEL USO DE CATIA V5 PARA  
SIMULAR PROBLEMAS DE  
COMPORTAMIENTO MECÁNICO**

**Autor:**

**Rubio Guerra, David**

**Tutor:**

**Del Val Puente, Lara**

**Departamento:**

**CMeIM**

**Valladolid, Julio del 2017.**



---

**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



### **Resumen:**

En su día a día, muchos estudiantes se enfrentan al diseño, simulación y análisis del comportamiento de piezas mecánicas bajo la acción de fuerzas y/o momentos externos. En algunas ocasiones, surgen numerosas dudas en cuanto a la comprensión del comportamiento de las mismas ante esos esfuerzos.

El objetivo principal del TFG es, en primer lugar, fomentar la comprensión por parte del lector de los resultados de dicho análisis a través de un enfoque teórico. En segundo lugar, el lector será guiado a través de la simulación de una pieza mecánica sometida a fuerzas externas mediante el programa de diseño CATIA V5. Así, gracias a dicho programa se podrán analizar con detalle los diferentes estados de deformación y de tensiones generados en la misma.

Finalmente, el presente documento verifica la idoneidad del programa CATIA V5 para la simulación y análisis de piezas mecánicas sometidas a esfuerzos estáticos.

### **Palabras clave:**

Concentración de tensiones, puntos de fallo, análisis visual, comprensión de comportamientos, manual de CATIA V5.

### **Abstract:**

As part of their daily tasks, a lot of students have to face the design, simulation and analysis of the behavior of a specific mechanical part under external forces and/or moments. In some cases students experience doubts while trying to understand the reasoning behind the behavior of the mechanical parts under external actions.

The main goal of the present document - End-of-Degree Project (TFG Trabajo Fin de Grado in Spanish) - is foremost to foster the understanding of the reader of the expected results from the analysis through approach. Further the reader will be guided through the simulation of a mechanical part under external forces with the design software CATIA V5. This will allow us to examine in detail the different stages of the deformation and stresses generated in the mechanical part.

Lastly, this document demonstrates the suitability of CATIA V5 for the simulation and analysis of mechanical parts under external actions.

### **Key words:**

Stress concentration, failure analysis, visual inspection, understanding of behavior mechanical part, tutorial of CATIA V5.



---

**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES



## Índice

1.	Introducción.....	11
1.1.	Objetivo.....	12
1.1.1.	Objetivos principales.....	12
1.1.2.	Objetivos secundarios.....	12
1.2.	Motivación .....	12
1.3.	Programa utilizado y por qué.....	13
1.4.	Nexo con otras asignaturas.....	13
1.5.	Dificultades .....	13
1.6.	Conocimientos iniciales .....	14
1.7.	Organización de la memoria .....	15
2.	Diseño de Máquinas.....	17
2.1.	Fundamentos del Diseño de Máquinas .....	17
2.2.	Comportamiento mecánico de elementos de máquinas.....	17
2.2.1.	Definición de fallo .....	17
2.2.2.	Material dúctil [7] .....	18
2.2.3.	Material frágil [7] .....	18
2.2.4.	Tensiones principales [7].....	19
2.3.	Temas posteriores.....	23
3.	CATIA V5.....	25
3.1.	Part Design .....	25
3.2.	Generative Structural Analysis.....	27
3.2.1.	Frequency Analysis.....	28
3.2.2.	Free Frequency Analysis.....	28
3.2.3.	Static Analysis.....	28
3.3.	Static Analysis.....	28
3.3.1.	MEF .....	28
3.3.2.	Métodos de cálculo.....	29
3.3.3.	Entorno del módulo “Static Analysis” .....	31
3.3.4.	Condiciones frontera.....	33



4.	Comandos particulares a utilizar .....	39
4.1.	Cómo guardar los análisis .....	39
4.2.	Virtual parts .....	41
4.2.1.	Smooth Virtual Part.....	41
4.2.2.	Rigid Virtual Part .....	43
4.2.3.	Contact Virtual Part.....	43
4.3.	Fuerzas concentradas .....	44
4.4.	Fuerzas perpendiculares.....	46
4.4.1.	Fuerza perpendicular sólo en el instante inicial .....	46
4.4.2.	Fuerza perpendicular a lo largo de la deformación .....	48
4.5.	Tensiones principales.....	50
4.6.	Distribución de tensiones .....	51
4.7.	Elección de la malla.....	52
4.7.1.	Malla de Tetraedro Lineal .....	53
4.7.2.	Malla de Tetraedro Parabólico .....	54
4.8.	Refinamiento de la malla .....	54
4.8.1.	Desarrollo de las diversas opciones de refinamiento de la malla.....	54
4.8.2.	Ejemplo de aplicación .....	60
4.9.	Malla local .....	63
4.10.	Visualización del mallado .....	68
5.	Palanca empotrada de acero .....	71
5.1.	Pieza a realizar .....	71
5.2.	Análisis previo de la pieza .....	72
5.2.1.	Comportamiento y puntos de fallo.....	72
5.2.2.	Condiciones de frontera.....	73
5.3.	Estudio de la pieza “caso teórico” .....	74
5.3.1.	Malla empleada .....	74
5.3.2.	Estimación del error.....	75
5.3.3.	Deformaciones.....	77
5.3.4.	Desplazamientos.....	78
5.3.5.	Tensiones principales.....	80
5.3.6.	Tensión de Von Mises .....	86
5.3.7.	Equilibrio de la pieza .....	89



5.4.	Estudio de la pieza “caso real” .....	91
5.4.1.	Malla empleada .....	91
5.4.2.	Estimación del error .....	93
5.4.3.	Deformaciones .....	94
5.4.4.	Desplazamientos .....	95
5.4.5.	Tensiones principales .....	97
5.4.6.	Tensión de Von Mises .....	103
5.4.7.	Equilibrio de la pieza .....	106
6.	Palanca empotrada de hierro fundido .....	109
6.1.	Pieza a realizar .....	109
6.2.	Análisis previo de la pieza .....	110
6.2.1.	Comportamiento y puntos de fallo .....	110
6.2.2.	Condiciones de frontera .....	110
6.3.	Estudio de la pieza “caso teórico” .....	111
6.3.1.	Malla empleada .....	111
6.3.2.	Estimación del error .....	111
6.3.3.	Deformaciones .....	112
6.3.4.	Desplazamientos .....	113
6.3.5.	Tensiones principales .....	114
6.3.6.	Criterio de Coulomb-Mohr .....	117
6.3.7.	Equilibrio de la pieza .....	118
6.4.	Estudio de la pieza “caso real” .....	120
6.4.1.	Malla empleada .....	120
6.4.2.	Estimación del error .....	120
6.4.3.	Deformaciones .....	121
6.4.4.	Desplazamientos .....	122
6.4.5.	Tensiones principales .....	123
6.4.6.	Criterio de Coulomb-Mohr .....	126
6.4.7.	Equilibrio de la pieza .....	127



7.	Eje rotativo.....	129
7.1.	Pieza a realizar .....	129
7.2.	Análisis previo de la pieza .....	130
7.2.1.	Comportamiento y puntos de fallo.....	130
7.2.2.	Condiciones de frontera.....	131
7.2.3.	Aplicación de las condiciones de frontera .....	131
7.3.	Estudio de la pieza “caso teórico” .....	134
7.3.1.	Malla empleada .....	134
7.3.2.	Estimación del error.....	134
7.3.3.	Deformaciones.....	135
7.3.4.	Desplazamientos.....	136
7.3.5.	Tensiones principales.....	136
7.3.6.	Tensión de Von Mises .....	139
7.3.7.	Equilibrio de la pieza .....	141
7.4.	Estudio de la pieza “caso real” .....	144
7.4.1.	Malla empleada .....	144
7.4.2.	Estimación del error.....	144
7.4.3.	Deformaciones.....	146
7.4.4.	Desplazamientos.....	146
7.4.5.	Tensiones principales.....	147
7.4.6.	Tensión de Von Mises .....	150
7.4.7.	Equilibrio de la pieza .....	151
8.	Momentos torsores .....	155
8.1.	Contenido.....	155
8.2.	Ejemplo 1 .....	155
8.2.1.	Pieza a realizar .....	155
8.2.2.	Aplicación del momento torsor .....	156
8.2.3.	Comprobación del procedimiento .....	159
8.3.	Ejemplo 2 .....	161
8.3.1.	Pieza a realizar .....	161
8.3.2.	Aplicación del momento torsor directamente sobre la superficie .....	161
8.3.3.	Aplicación del momento torsor mediante “Smooth Virtual Part” .....	163
8.3.4.	Conclusión.....	164





8.4.	Ejemplo 3 .....	165
8.4.1.	Pieza a realizar .....	165
8.4.2.	Aplicación del momento torsor directamente sobre la superficie .....	166
8.4.3.	Aplicación del momento torsor mediante “Smooth Virtual Part” .....	167
8.4.4.	Conclusión .....	168
9.	Conclusiones y líneas futuras .....	169
9.1.	Conclusiones .....	169
9.1.1.	Conclusiones principales .....	169
9.1.2.	Conclusión final .....	169
9.2.	Líneas futuras .....	170
9.3.	Posible utilización de este módulo de CATIA .....	170
9.3.1.	Análisis previo .....	170
9.3.2.	Simulación del análisis estático en CATIA .....	171
9.3.3.	Selección del material .....	171
10.	Bibliografía .....	173
10.1.	Bibliografía principal .....	173
10.2.	Bibliografía complementaria .....	174
11.	Nomenclatura .....	177
12.	Anexo .....	179
12.1.	Fuerza perpendicular sólo en el instante inicial .....	179
12.2.	Fuerza perpendicular a lo largo de la deformación .....	179
12.3.	Palanca empotrada de acero .....	179
12.3.1.	Caso teórico .....	179
12.3.2.	Caso real .....	179
12.4.	Palanca empotrada de hierro fundido .....	180
12.4.1.	Caso teórico .....	180
12.4.2.	Caso real .....	180
12.5.	Eje rotativo .....	180
12.5.1.	Caso teórico .....	180
12.5.2.	Caso real .....	180



12.6.	Momento torsor.....	180
12.6.1.	Ejemplo 1 .....	180
12.6.2.	Ejemplo 2 .....	181
12.7.	Ejemplo 3 .....	182



## 1. Introducción

En el tercer curso del Grado en Ingeniería Mecánica está presente la asignatura Diseño de Máquinas. La primera parte de esta asignatura se centra en analizar la resistencia de unas determinadas piezas frente a esfuerzos externos a los que se ven sometidas. Pero en muchas ocasiones, es difícil comprender por qué una zona determinada es la de mayor tensión si no se observa cómo va evolucionando la concentración de tensiones en la pieza a medida que se le aplican los esfuerzos.

En el ámbito del diseño en 3D y el análisis estático, existe una gran variedad de programas para llevar a cabo la simulación del comportamiento de estas piezas (Abaqus, SolidWorks, Nastran-Patran, CATIA...). Por ello, es imprescindible realizar comparaciones de resultados entre varios programas para saber cuál de ellos es el más recomendable.

Algunos documentos de información sobre varios programas y haciendo comparaciones entre ellos son:

- Comparación entre los resultados obtenidos en las simulaciones entre CATIA V5 y Nastran-Patran en [1].
- En [2] se puede encontrar un análisis de características del módulo de diseño de piezas y de simulación de FEM de varios programas.
- Comparación entre las características del programa CATIA V5 y SolidWorks en [3].
- Comparación de las características del programa Inventor frente a otros programas en [4].
- Comparación de los resultados de una simulación entre CATIA, SolidWorks e Inventor en [5].

Viendo estos documentos, se deduce que CATIA consume muchos recursos del ordenador en su funcionamiento, pero aun así sigue siendo el elegido para realizar diseños de piezas frente a sus rivales directos.



### 1.1. Objetivo

Los objetivos de este trabajo se podrían clasificar en dos grupos: objetivos principales y objetivos secundarios.

#### 1.1.1. Objetivos principales

- 1) Simular el comportamiento de determinadas piezas (mecánicas) ante la aplicación de esfuerzos externos, para así visualmente poder comprender mejor los fallos que se producen en las piezas y por qué.
- 2) Comparar los datos obtenidos teóricamente con los que aporta la simulación de CATIA V5.

#### 1.1.2. Objetivos secundarios

Además de los objetivos principales, este trabajo persigue otros objetivos secundarios:

- 1) Observar cómo se propagan las tensiones por una pieza ante la aplicación de un esfuerzo.
- 2) Ser conscientes del abanico de posibilidades que ofrece el programa CATIA V5 a la hora de calcular parámetros en piezas (ya sea análisis estático, dinámico, de frecuencia, cinemático...).
- 3) Aprender a analizar una pieza, sabiendo cómo se tiene que comportar y dónde es el sitio más probable por el que va a fallar, dado que si la pieza no falla en su punto más crítico, entonces no fallará en ningún otro punto.
- 4) Ver cómo afecta el tipo de material de la pieza a la hora de la propagación de tensiones, deformaciones...

### 1.2. Motivación

La idea principal que me hizo comenzar este trabajo es que soy una persona a la que le gusta poder relacionar lo que calculo teóricamente con la realidad.

Considero que es muy importante cuando calculas algo teóricamente poder hacerte una idea de cómo se va a comportar ese elemento que estas calculando en la realidad, y por esta razón me incliné por este tema, para ayudar a que otras personas puedan crear sus propios análisis estáticos de otras piezas y comprender su comportamiento.



### 1.3. Programa utilizado y por qué

El programa elegido para llevar a cabo este trabajo es CATIA V5 (Computer Aided Three dimensional Interactive Application). El motivo de haber seleccionado este programa frente al gran número de alternativas de programas que existen es que CATIA es un programa que se utiliza en la asignatura de Diseño Asistido por Ordenador (DAO) presente también en el tercer curso del Grado en Ingeniería Mecánica. Por este motivo, los alumnos están familiarizados con este programa y le da una ventaja respecto al resto de los programas existentes.

Por otra parte CATIA permite simular el comportamiento de las piezas frente a esfuerzos de una forma dinámica, se puede ver cómo va evolucionando la pieza frente a esos esfuerzos con el paso del tiempo.

### 1.4. Nexo con otras asignaturas

Desde mi punto de vista, un aspecto positivo de este trabajo es que se utilizan los conceptos aprendidos en varias asignaturas para conseguir entender el comportamiento de las piezas, y así ver cómo todo lo que se aprende en la carrera tiene un objetivo y una utilidad.

- La utilización de lo aprendido en la asignatura de Diseño Asistido por Ordenador para conseguir crear la pieza a la cual se le realizará posteriormente el análisis estático.
- Desde el punto de vista de la Resistencia de Materiales se analiza cuál va a ser el comportamiento de la pieza frente a esas cargas antes de simularlo y dónde se van a producir los mayores esfuerzos.
- Se analizarán cuáles son los puntos más susceptibles a fallar. Esto se estudia a fondo en la asignatura Estructuras y Construcciones Industriales.

### 1.5. Dificultades

Realizar este trabajo ha tenido numerosas dificultades.

La mayor dificultad es que el análisis estático se realiza en un módulo de Catia que no se estudia en el Grado de Ingeniería Mecánica. La mejor solución es recurrir a los libros, pero no existen muchos libros que estudien



este módulo y los que existen no traen casi ejemplos prácticos de piezas realizadas, por lo que ha habido que descubrir cómo manejar un programa con unos conocimientos iniciales muy básicos. Gran parte de las cosas que se analizarán en apartados posteriores se han conseguido buscando videos de contenidos relacionados con ese apartado en Youtube y utilizando foros, dado que no se explicaban en los libros.

A la hora de realizar el análisis estático, uno de los principales problemas que aparece es establecer las condiciones de frontera de la pieza, dado que como se ha mencionado antes, casi no hay ejemplos en los libros, y los vídeos que hay disponibles en internet son casi todos con empotramientos que es lo más básico. Esto es un aspecto muy importante dado que de ello depende el resultado de las concentraciones de esfuerzos, y puede ocurrir que la pieza fracture por donde se había calculado teóricamente pero que el resto de la pieza no se comporte correctamente. Para saber que se han puesto correctamente estas condiciones de contorno es muy importante entender cómo se tiene que comportar la pieza antes de que se realice con CATIA.

En los ejercicios resueltos posteriormente se analizará previamente cómo se va a comportar la pieza, para así saber que el resultado obtenido con CATIA del análisis estático es el correcto.

Otra de las dificultades que tiene realizar este trabajo es que los valores de las tensiones principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  (que se describirán en el apartado 2 de este trabajo) se obtienen mediante un método de prueba y error, dado que una vez que las fuerzas y condiciones de frontera de la pieza están bien aplicadas, se tendrán que modificar 2 parámetros para obtener los valores de las tensiones principales que se buscan:

- El tipo de malla lineal o parabólica (que se describirán en el apartado 2 de este trabajo).
- La precisión de la malla mediante los parámetros "Size" y "Absolute sag".

### 1.6. Conocimientos iniciales

En este trabajo se considera que el usuario sabe crear las piezas con CATIA en el módulo "Part Design", dado que sino se extendería mucho el trabajo y esto es algo que se da en la asignatura de Diseño Asistido por Ordenador.

Un buen libro como apoyo para la creación de piezas es "El libro de Catia V5" [6].



### 1.7. Organización de la memoria

Este trabajo está dividido en tres bloques:

- **Introducción:** el primer bloque sería el capítulo 1. En este bloque se analiza el por qué de realizar este trabajo y los diferentes aspectos que engloba su realización.
- **Marco teórico:** el segundo bloque estaría formado por los capítulos 2 y 3. En estos apartados se define la asignatura que dio pie a este trabajo y el entorno del programa utilizado para llevarlo a cabo.
- **Comandos particulares:** el tercer bloque sería el capítulo 4. En este apartado se analizan aquellos comandos particulares que resultan complejos de utilizar y que son necesarios para poder realizar las simulaciones posteriores del trabajo, y otras posibles simulaciones que realice el usuario.
- **Aplicación práctica:** el cuarto bloque englobaría los capítulos 5, 6, 7 y 8. En estos apartados se pone en práctica lo analizado en el tercer bloque aplicándolos a piezas reales.
- **Conclusiones:** el quinto bloque sería el capítulo 9. En este apartado se analizan las conclusiones extraídas del trabajo y las posibles continuaciones que pueda tener.
- **Bibliografía:** el sexto bloque estaría formado por el capítulo 10. En este apartado se definen las fuentes bibliográficas utilizadas.
- **Nomenclatura:** el séptimo bloque lo formaría el punto 11. En este apartado se muestra una lista de las unidades con las que se trabaja en las diferentes magnitudes, incluyendo sus respectivos símbolos.
- **Anexo:** el octavo bloque lo formaría el punto 12. En este apartado se muestra una guía para poder encontrar las piezas que se desarrollan a lo largo del TFG en el CD adjunto.



**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**





## 2. Diseño de Máquinas

Para realizar este trabajo primero hay que situarle dentro del programa de estudios del Grado de Ingeniería Mecánica.

Diseño de Máquinas es una asignatura presente en el tercer curso del Grado de Ingeniería Mecánica. Esta asignatura aborda una variedad de temas relacionados con el cálculo y el diseño de los elementos que componen una máquina.

### 2.1. Fundamentos del Diseño de Máquinas

En este primer tema se define qué es una máquina y los pasos a llevar a cabo en el proceso de diseño de la máquina.

### 2.2. Comportamiento mecánico de elementos de máquinas.

Este tema analiza el comportamiento de las piezas ante la aplicación de esfuerzos y estudia sus diseños ante cargas estáticas y a fatiga, desarrollando los criterios de fallo dependiendo de si es un material dúctil o frágil.

En este tema es en el que se centra este trabajo, y por ello se desarrollarán a continuación los conceptos de esta parte de la asignatura necesarios para poder realizar el análisis estático de las piezas.

#### 2.2.1. Definición de fallo

*“Se define fallo de un elemento sobre el que actúa una fuerza, como cualquier comportamiento que lo vuelve inadecuado para la función para la que fue diseñado” [7].*

Este concepto es importante dado que lo que se considera fallo varía de un material frágil a uno dúctil.

### 2.2.2. Material dúctil [7]

En estos materiales existe una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación hasta llegar al límite de fluencia. Pasado ese punto, la relación ya no es lineal y la deformación crece rápidamente haciéndose permanente hasta romper si se llega al límite de rotura. El acero es un ejemplo de material dúctil.

Para estudiar el fallo en los materiales dúctiles se utiliza el límite de fluencia del material  $S_y$ . En esta asignatura se analizan 3 criterios:

- Esfuerzo o Tensión normal máxima ENM.
- Máxima tensión de cizalladura, Tresca o Guest.
- Energía de distorsión: Von Misses o Goodman.

En este trabajo se empleará el criterio de Von Mises para realizar el análisis de los materiales dúctiles. Este criterio afirma que *“el fallo se produce cuando la energía de distorsión iguala la energía almacenada en una probeta a tracción para una tensión igual al límite de fluencia  $S_y$ ”*.

En este criterio se calcula una tensión equivalente  $\sigma^{eq}$ , que es la que se compara con  $S_y$  (teniendo en cuenta un factor de seguridad  $n=1$ ). El criterio de fallo se aplica con la Ecuación 1:

$$\sigma^{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} \leq S_y \quad (\text{Ecuación 1})$$

El resultado de aplicar el criterio de fallo puede ser:

- $\sigma^{eq} \leq S_y$   $\longrightarrow$  La pieza no adquiere deformación permanente.
- $\sigma^{eq} > S_y$   $\longrightarrow$  La pieza adquiere deformación permanente en la zona en la que se cumple esta condición.

Cuando se produce una deformación permanente cambia el comportamiento y las propiedades de la pieza, por eso se considera que esa pieza ya no es válida para realizar su función al llegar a ese punto.

### 2.2.3. Material frágil [7]

En estos materiales también existe una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación, pero en cuanto se pasa del límite de fluencia, al aumentar la

carga ya se llega al punto de rotura y la pieza se rompe (no llega a deformarse). Ejemplos de materiales frágiles: hierro, hormigón y fundiciones.

Los materiales frágiles son menos resistentes a tracción que a compresión.

Para estudiar el fallo en los materiales frágiles se utiliza la resistencia última a la tracción  $S_{ut}$  y la resistencia última a la compresión  $S_{uc}$ . En esta asignatura se analizan 2 criterios:

- Criterio de Coulomb-Mohr.
- Criterio de Coulomb-Mohr Modificado.

En este trabajo se empleará el criterio de Coulomb-Mohr para realizar el análisis de los materiales frágiles. Este criterio afirma que *“el fallo se produce cuando el mayor de los círculos de Mohr correspondiente al estado de tensiones aplicado toca o corta a la tangente común a los círculos correspondientes a rotura en tracción y en compresión”*. El criterio de fallo se aplica con la Ecuación 2 (teniendo en cuenta un factor de seguridad  $n=1$ ):

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} = 1 \quad (\text{Ecuación 2})$$

El resultado de aplicar el criterio de fallo puede ser:

- $\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} \leq 1$   $\Rightarrow$  La pieza no fracturará.
- $\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} > 1$   $\Rightarrow$  La pieza fracturará en la zona en que se cumpla esta condición.

#### 2.2.4. Tensiones principales [7]

El círculo de Mohr se utiliza para representar gráficamente un tensor simétrico y a partir de él calcular momentos de inercia, tensiones y deformaciones. Al representar el círculo de Mohr se sitúan los valores de las tensiones principales  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  (ordenadas de mayor a menor).

Para obtener los valores de  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  se aplica la Ecuación 3:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (\text{Ecuación 3})$$



Los términos de la Ecuación 3 son:

$$\begin{aligned} \text{Tensión de flexión} &\longrightarrow \sigma_{xf} = \frac{32M}{\pi*d^3} && \text{(Ecuación 4)} \\ \text{Tensión de tracción} &\longrightarrow \sigma_{xt} = \frac{N}{A} && \text{(Ecuación 5)} \\ \text{Tensión de flexión} &\longrightarrow \sigma_y = \frac{32M}{\pi*d^3} && \text{(Ecuación 6)} \\ \text{Tensión de torsión} &\longrightarrow \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi*d^3} && \text{(Ecuación 7)} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{(Ecuación 4)} \\ \text{(Ecuación 5)} \end{array} \right\} \sigma_x = \sigma_{xf} + \sigma_{xt} \quad \text{(Ecuación 8)}$$

La tensión normal a la superficie puede ser tanto a flexión como a tracción, y puede darse en las tres direcciones del espacio: x, y, z. En esta asignatura se suele trabajar con el caso biaxial, por eso sólo puede haber componentes en el eje “x” y en el eje “y”.

La tensión de torsión es una tensión que se produce de forma tangencial a la superficie.

#### 2.2.4.1. Factores de concentración de tensiones

*“La concentración de tensiones o esfuerzos puede tener lugar debido a cualquier discontinuidad: orificio, cambio brusco de sección transversal... Se tendrá en cuenta mediante el llamado Factor teórico o geométrico de concentración de tensiones  $K_t$  “explicado en el apartado 16 del tema 2 de [7].*

En el apartado 2.2.4.3 aparecen las gráficas utilizadas para establecer el valor de estos parámetros.

#### 2.2.4.2. Aplicación de los factores de concentración de tensiones

En las piezas que se analizarán posteriormente en este trabajo se compararán las tensiones  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  calculadas teóricamente con las que se obtienen con la simulación en el programa CATIA V5.

Hay que tener en cuenta que en función de la precisión y el tipo de malla que se utilice en la simulación, el programa mostrará un valor de las tensiones principales diferente:

- Si se quiere obtener el valor de las tensiones principales sin tener en cuenta el efecto de la concentración de tensiones (factor  $K_t$ ), se tendrá que utilizar una malla lineal (este es el apartado que en las piezas analizadas posteriormente se define como “caso teórico”). En el apartado 4.7.1 de este trabajo se definen las propiedades de este tipo de malla y cuándo hay que utilizarla.
- Si se quiere obtener el valor de las tensiones principales teniendo en cuenta el efecto de la concentración de tensiones (factor  $K_t$ ), se tendrá que utilizar una malla parabólica (este es el apartado que en las piezas analizadas posteriormente se define como “caso real”). En el apartado 4.7.2 de este trabajo se definen las propiedades de este tipo de malla y cuándo hay que utilizarla.

### 2.2.4.3. Gráficas

Las gráficas que se necesitan para calcular el factor  $K_t$  se muestran en las Figuras 2.1, 2.2 y 2.3, y están tomadas del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” de la página 1036 a la 1042 de [8].

Estas gráficas aportan un valor de  $K_t$  en función de la discontinuidad que se produce entre dos secciones y el radio de la entalla.

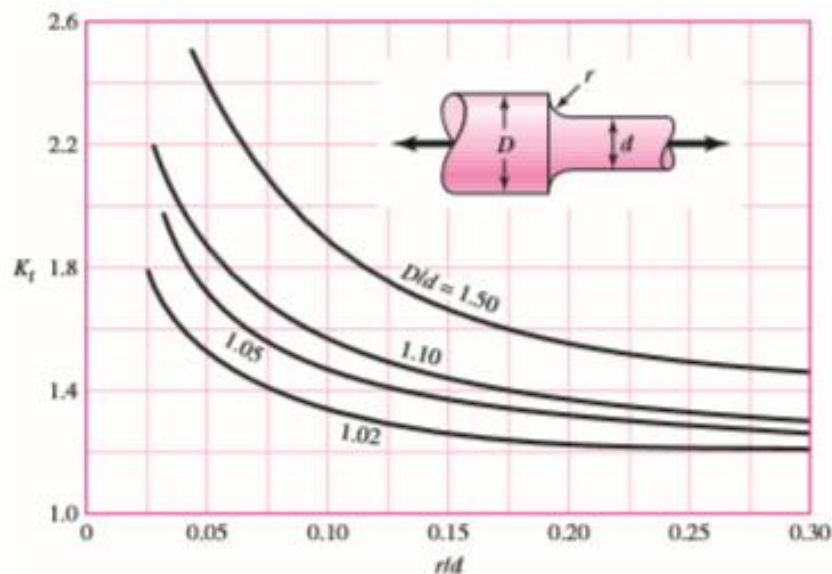


Figura 2.1.  $K_t$  debida al esfuerzo axial.

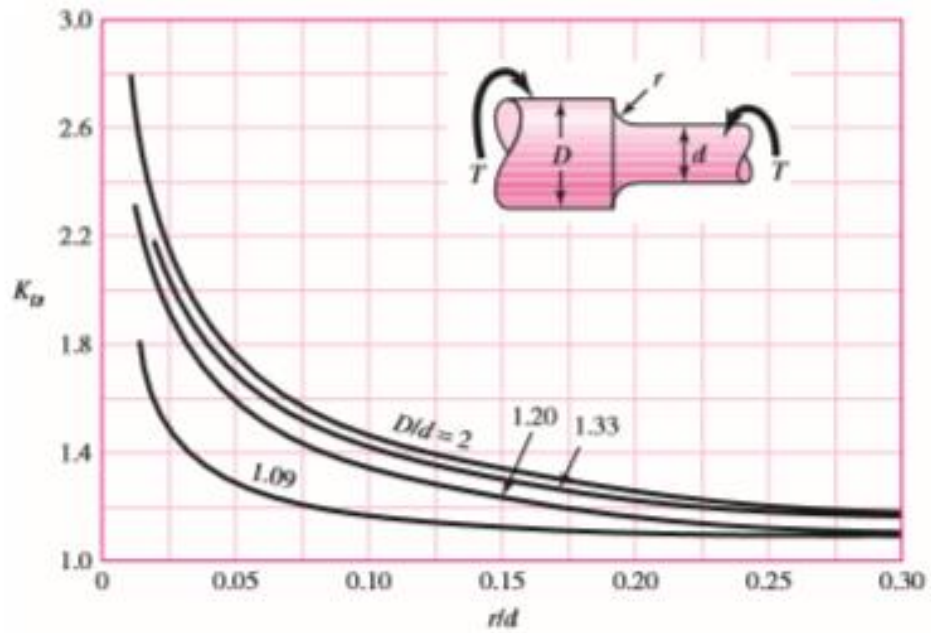


Figura 2.2.  $K_t$  debida al momento torsor.

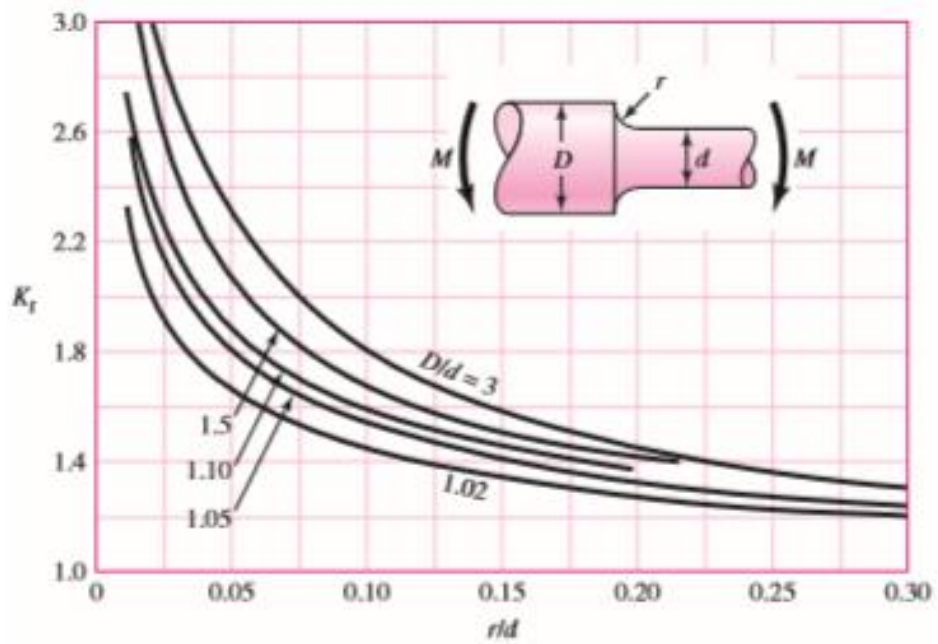


Figura 2.3.  $K_t$  debida al momento flector.

La sensibilidad a la entalla "q" (Figura 2.4 y Figura 2.5) se obtiene de las tablas de las páginas 317 y 318 de [8].

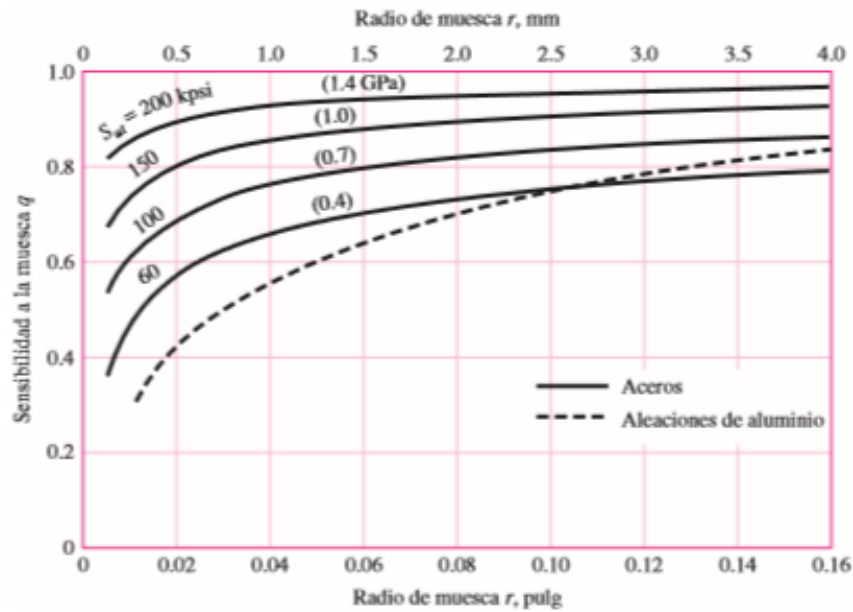


Figura 2.4.  $q$  debido a flexión inversa.

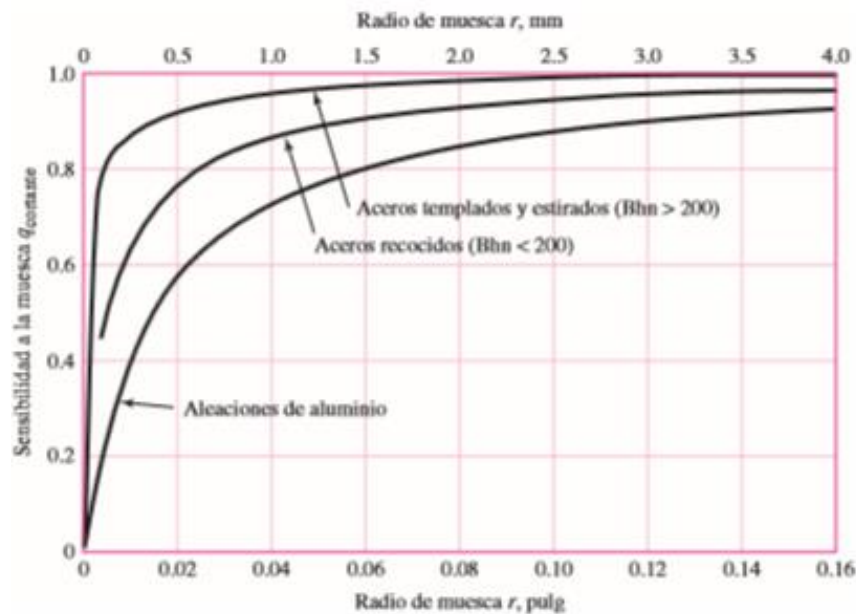


Figura 2.5.  $q$  debido a torsión inversa.

### 2.3. Temas posteriores

En temas posteriores se estudian otros elementos de las máquinas (engranajes, correas, frenos...) analizando los esfuerzos que se producen en ellos y cómo saber, de entre toda la variedad de un mismo elemento que existe en el catálogo, cuál es el apropiado para utilizar en esa máquina.



**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**



### 3. CATIA V5

En este apartado se analizará el programa utilizado para desarrollar la investigación y su entorno de trabajo.

CATIA V5 es un programa de diseño en 3D que permite realizar una amplia variedad de estudios gracias a los módulos que tiene, y es un software multiplataforma CAD (Computer Aided Design) / CAM (Computer Aided Manufacturing) / CAE (Computer Aided Engineering).

En un comienzo, CATIA fue creado para su utilización en la industria aeronáutica, pero en la actualidad es uno de los principales programas de diseño en 3D utilizado en la industria del automóvil, más concretamente en el apartado de carrocería.

En este trabajo sólo se analizarán los módulos “*Part Design*” y “*Generative Structural Analysis*” (detallados en los apartados posteriores 3.1 y 3.2), que son los módulos necesarios para la realización de las piezas.

Si se quiere profundizar más en los diferentes módulos de CATIA, en “*El libro de CATIA V5*” [6] aparece una descripción de para qué se utiliza cada módulo dentro del bloque “*Mechanical Design*”.

#### 3.1. Part Design

Una vez arrancado el programa CATIA V5, aparece la ventana de la Figura 3.1. Esta es la ventana de inicio de CATIA, y desde aquí se elige el módulo en el que se desea trabajar.

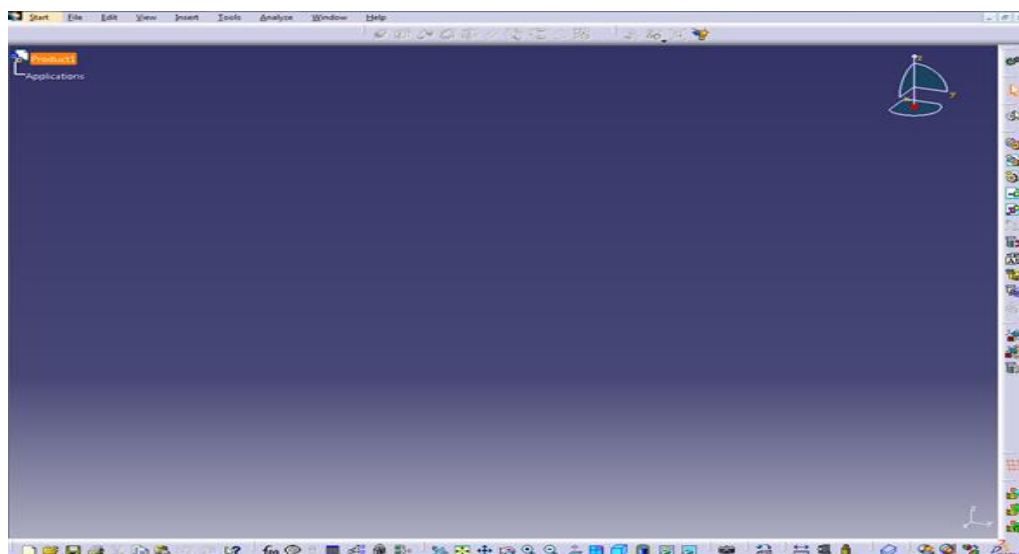


Figura 3.1. Ventana gráfica inicial de CATIA.

Ahora pinchando en “Start” aparecen los diferentes módulos de CATIA. Tal y como muestra la Figura 3.2, el módulo “Part Design” está dentro de otro módulo superior denominado “Mechanical Design”:

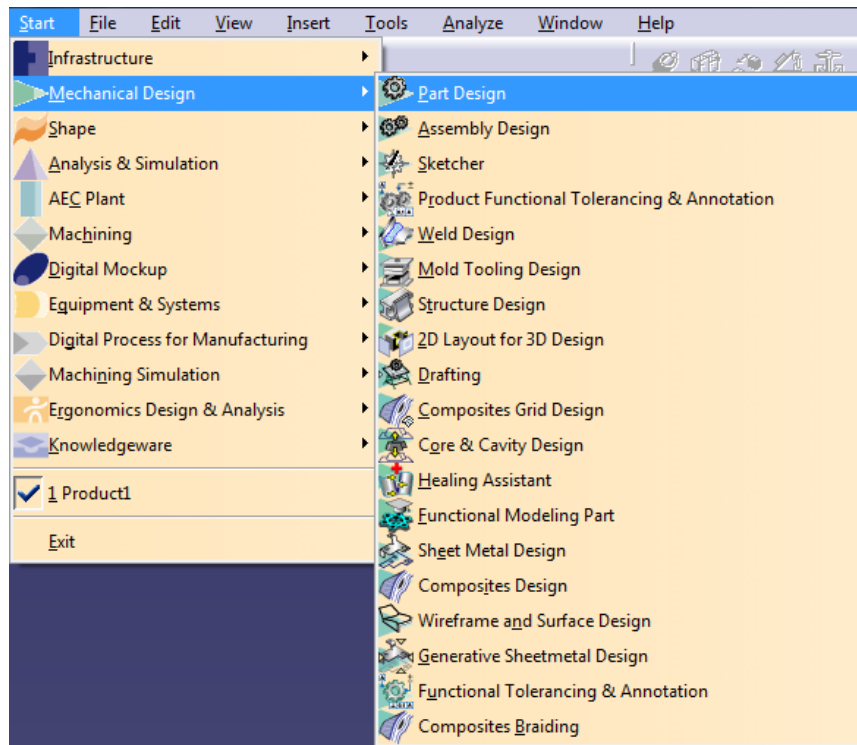


Figura 3.2. Selección del módulo “Part Design”

A continuación aparece el entorno de este módulo, tal y como muestra la Figura 3.3:

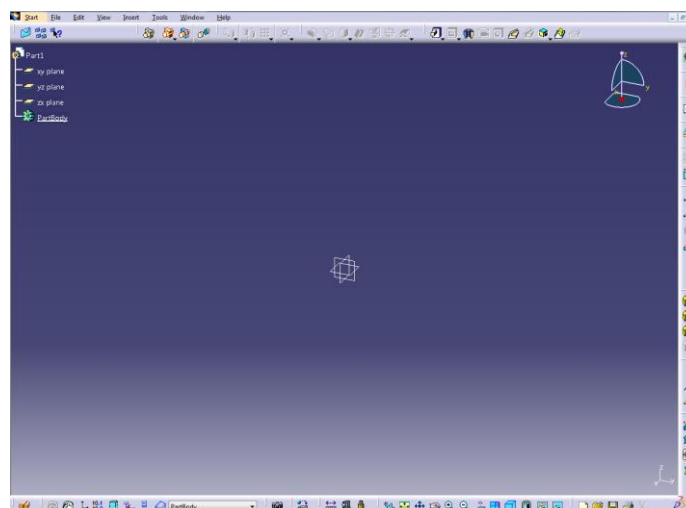


Figura 3.3. Entorno del módulo “Part Design”

CATIA otorga al usuario total libertad para colocar las barras de herramientas a su gusto en los márgenes superior, inferior y derecho de la pantalla.

El módulo “*Part Design*” es el utilizado para el diseño de piezas en 3D. Es un módulo complejo de manejar, y que permite realizar desde piezas sencillas hasta piezas de una enorme complejidad.

Éste es el primer paso antes de utilizar cualquier otro módulo del programa, dado que para realizar cualquier estudio primero se tiene que tener creada la pieza que se va a analizar.

Un buen libro como apoyo para la comprensión de este módulo y las posibilidades que ofrece es “*El libro de Catia V5*” [6].

### 3.2. Generative Structural Analysis

Este módulo permite realizar el análisis estático o de frecuencia de una pieza que se haya realizado anteriormente en el módulo “*Part Design*”. Se encuentra dentro del apartado “*Analysis & Simulation*”, tal y como muestra la Figura 3.4:

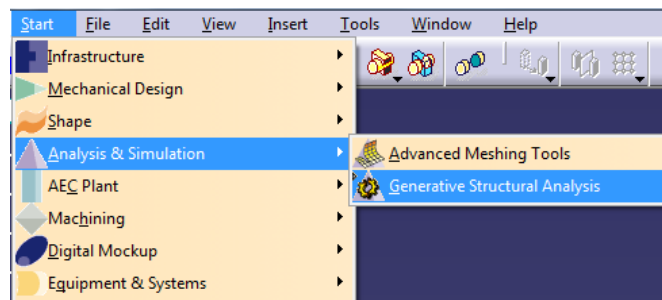


Figura 3.4. Ubicación de “*Generative Structural Analysis*”.

Al abrir este módulo, aparece la ventana de la Figura 3.5 en la que hay que elegir entre una de las tres opciones:

- *Static Analysis*
- *Frequency Analysis*
- *Free Frequency Analysis*

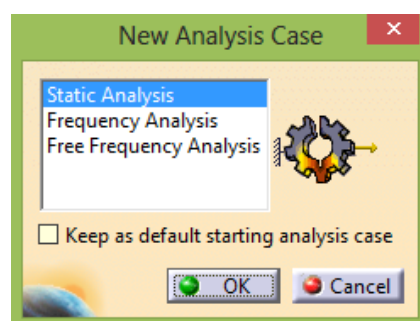


Figura 3.5. Opciones de análisis.



### 3.2.1. Frequency Analysis

Un aspecto muy importante a la hora de analizar una máquina es la vibración a la que está sometida, dado que si la frecuencia de excitación  $\Omega$  alcanza la frecuencia natural  $\omega$ , ocurrirá el fenómeno de resonancia y la pieza no se comportará correctamente.

Este módulo permite determinar las fuerzas de excitación a las que está sometida una pieza.

### 3.2.2. Free Frequency Analysis

Este módulo realiza el mismo análisis que el descrito anteriormente, con la salvedad de que aquí a la pieza se la considera libre de acoples y uniones.

### 3.2.3. Static Analysis

Este es el módulo en el que se desarrollará el trabajo.

El principal libro en el que se ha apoyado este trabajo para obtener información de este módulo es *“Análisis y diseño de piezas de máquinas con CATIA V5”* [9].

Este módulo permite realizar, mediante un análisis lineal, un estudio de esfuerzos y deformaciones como consecuencia de unas cargas estáticas que han sido aplicadas sobre la pieza. El método utilizado para realizar este análisis es el MEF (Método de Elementos Finitos). Para entender mejor cómo realizar el ajuste de la malla que se analizará posteriormente, es necesario comprender primero en qué se basa el MEF.

## 3.3. Static Analysis

### 3.3.1. MEF

El método de elementos finitos (MEF) es una herramienta numérica que se utiliza para simular un sistema físico. En este método, el cuerpo modelado se divide en formas geométricas más pequeñas denominadas elementos finitos que se pueden estudiar matemáticamente. Los diferentes elementos están unidos por unas interrelaciones que pueden ser estudiadas de forma numérica.



A la vista de lo anterior, lo más importante a la hora de realizar un análisis de elementos finitos es crear correctamente la malla que va a describir la pieza a estudiar. Esta malla se tiene que adaptar de la forma más precisa posible al contorno de la pieza, dado que esta malla es la que se analizará numéricamente para realizar el cálculo de esfuerzos y deformaciones.

CATIA emplea tres hipótesis para obtener los resultados de la simulación de la pieza:

- 1) Hipótesis de pequeños desplazamientos (traslación y rotación): esta hipótesis permite despreciar los términos de segundo orden, para obtener el tensor de Green-Lagrange, mostrado en la Ecuación 9:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (\text{Ecuación 9})$$

- 2) Hipótesis de pequeñas deformaciones: esta hipótesis supone que los desplazamientos que producen las cargas aplicadas son muy pequeños en comparación con las dimensiones del elemento (ya sea una barra, una estructura...).
- 3) Ley constitutiva lineal: elasticidad lineal: Relaciona de forma lineal un esfuerzo con la deformación.

### 3.3.2. Métodos de cálculo

A la hora de realizar los cálculos es muy importante establecer el vector de desplazamientos, que es el que define los desplazamientos de cada punto según los ejes coordenados (x, y, z).

Para calcular el vector de desplazamientos existen varios métodos en función de la configuración del modelo.

Para poder seleccionar el método de cálculo, hay que pinchar dos veces sobre el apartado “*Static Case Solution*” en el árbol de operaciones, tal y como muestra la Figura 3.6:

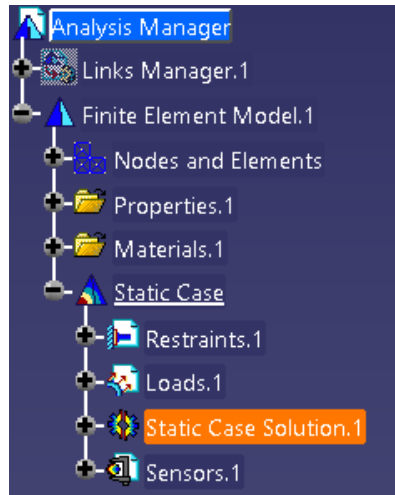


Figura 3.6. Localización de “Static Case Solution”

A continuación, aparecerá la lista de los diferentes métodos de cálculo que se pueden utilizar, tal y como muestra la Figura 3.7:

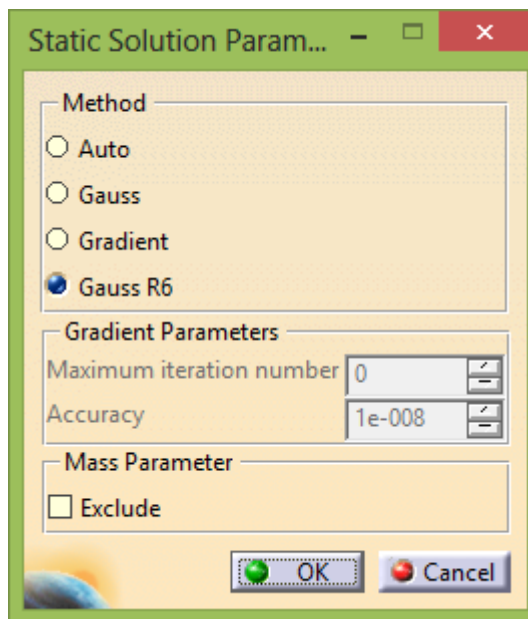


Figura 3.7. Métodos de cálculo

Los métodos de cálculo para realizar el MEF son:

- Auto
- Gauss
- Gradient
- Gauss R6

De entre estas opciones, se aconseja utilizar el método “Gauss R6” dado que es más rápido y utiliza un algoritmo mejorado (es el que se utilizará en este trabajo).

### 3.3.3. Entorno del módulo “Static Analysis”

De forma general, se mencionarán las herramientas principales a utilizar para poder llevar a cabo el análisis estático de la pieza.

- La Figura 3.8 muestra el árbol de operaciones. En él aparecen las restricciones y propiedades que se le han ido aplicando a la pieza y el orden en el que se han definido. En muchas ocasiones, habrá herramientas que pedirán seleccionar elementos directamente en el árbol de operaciones (como tipos de malla, apartados del que se quiere obtener información...).

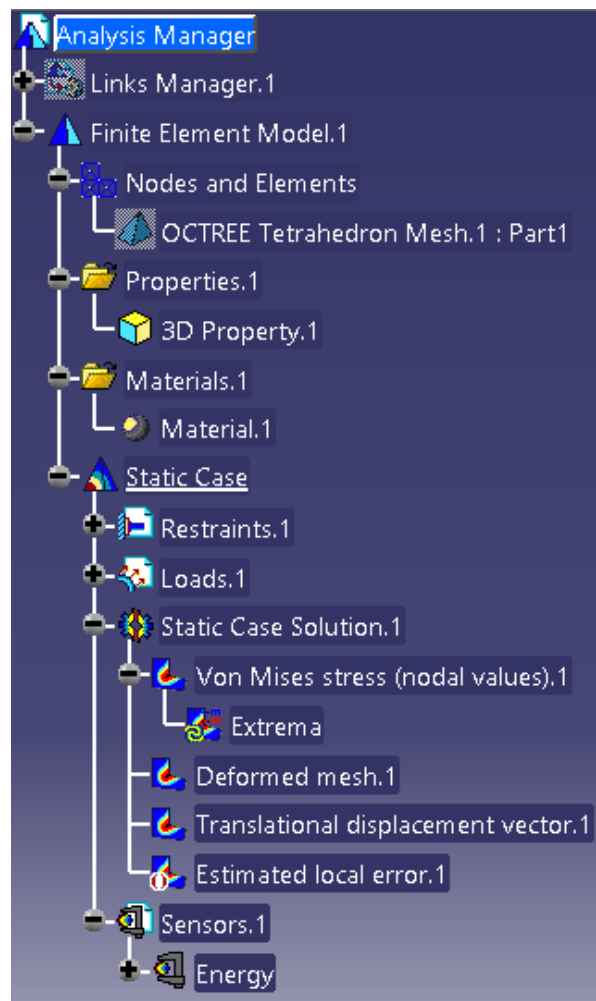


Figura 3.8. Árbol de operaciones

- La Figura 3.9 muestra la barra de herramientas “Loads”. A través de ella se aplicarán los esfuerzos a la pieza:

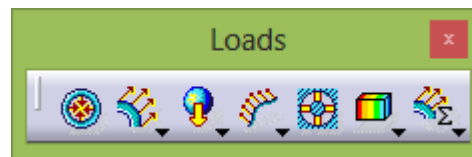


Figura 3.9. Barra de herramientas “Loads”.

- La Figura 3.10 muestra la barra de herramientas “Analysis Tools”. Aquí se encuentran las herramientas que se utilizarán para obtener información de los análisis realizados y configurar las opciones visuales de la simulación:

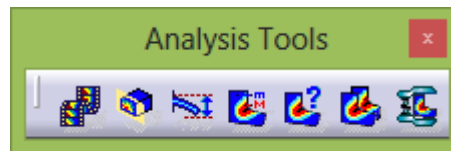


Figura 3.10. Barra de herramientas “Analysis Tools”.

- La Figura 3.11 muestra la barra de herramientas “Image”. Se utilizarán estas herramientas para ver los esfuerzos y deformaciones producidos en la pieza a causa de las cargas estáticas aplicadas:



Figura 3.11. Barra de herramientas “Image”.

- La Figura 3.12 muestra la barra de herramientas “Restraints”. A través de estas herramientas se aplican las condiciones de frontera con las que está limitada la pieza:



Figura 3.12. Barra de herramientas “Restraints”.



### 3.3.4. Condiciones frontera

Establecer las condiciones de frontera es una de las mayores dificultades de realizar el análisis estático de una pieza. Esto se debe a que las condiciones de frontera no son sólo la forma en que está sujeta la pieza, sino también engloba aquellas restricciones de funcionamiento que tenemos que dar para que la pieza se comporte frente a las tensiones como es de esperar.

En el cuarto bloque de este trabajo se analizarán, para las piezas estudiadas, el por qué se tienen que aplicar unas determinadas condiciones de frontera. Las condiciones de frontera en CATIA no se pueden aplicar a nodos, sólo se pueden aplicar a superficies o aristas.

A continuación se muestran las herramientas que se utilizarán para resolver las piezas de este trabajo y con las que se pueden resolver la mayor parte de las piezas. Para obtener más información acerca del resto de condiciones de frontera de esta barra de herramientas, ver las páginas 37-49 de [9].

- Herramienta “Clamp” (Figura 3.13): Esta condición de frontera establece que la pieza está empotrada en alguna superficie u elemento (pared, suelo, otra barra...). Esta restricción limita todos los grados de libertad del punto donde se aplica:

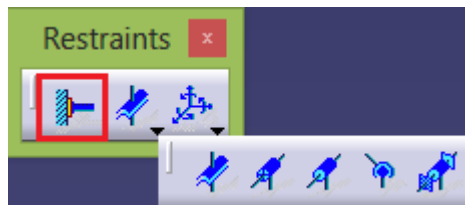


Figura 3.13. Herramienta “Clamp”

Un ejemplo sería el soporte de un cojinete que va empotrado en una mesa como muestra la Figura 3.14:



Figura 3.14. Soporte de cojinete.

- Herramienta “*Surface Slider*” (Figura 3.15): Esta condición de frontera establece que la superficie sobre la que se aplica sólo se podrá deslizar en la dirección tangencial a ella, nunca en la dirección normal:

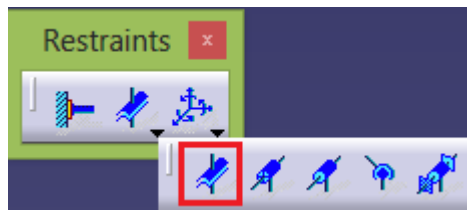


Figura 3.15. Herramienta “*Surface Slider*”.

Con esta herramienta se puede representar, por ejemplo, el giro de una biela en torno al cigüeñal como muestra la Figura 3.16, dado que la biela siempre se mueve en la dirección tangencial del cigüeñal.



Figura 3.16. Biela y cigüeñal.

- Herramienta “*User-defined Restraint*” (Figura 3.17): Esta condición de frontera permite limitar hasta seis grados de libertad en una determinada parte del elemento: tres de traslación y tres de rotación.

Al aplicar esta restricción a un punto, el programa interpreta que ese punto sólo tiene los grados de libertad que no se han restringido. Se puede utilizar también esta herramienta en conjunto con la herramienta “*Smooth Virtual Parts*”, la cual se analizará en profundidad en el apartado 4.2 de este trabajo.

La herramienta “*User-defined Restraint*” permite representar cualquier tipo de sujeción en una pieza.

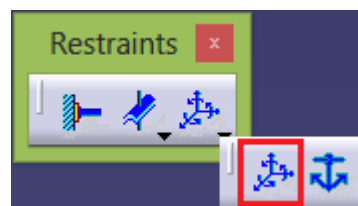


Figura 3.17. Herramienta “*User-defined Restraint*”.

Recordar que CATIA designa los ejes del sistema de referencia en las herramientas de la siguiente forma:

- Número 1 ➡ Hace referencia al eje X.
- Número 2 ➡ Hace referencia al eje Y.
- Número 3 ➡ Hace referencia al eje Z.

NOTA: Antes de utilizar las diferentes herramientas del análisis de la pieza (desplazamientos, tensiones principales...) hay que realizar el siguiente procedimiento:

- 1) Arriba en la barra del interfaz del programa, hay que entrar en el conjunto de herramientas “View” y posteriormente entrar en lo marcado en la Figura 3.18:

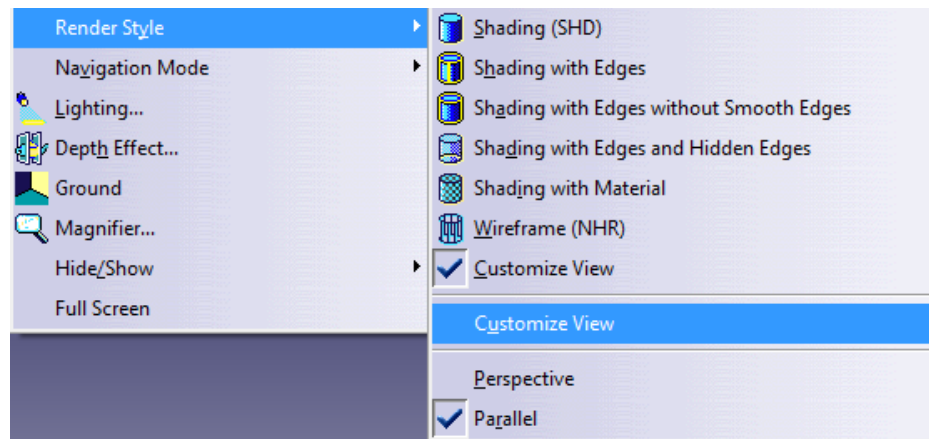


Figura 3.18. Ubicación de la herramienta “Customize View”.

- 2) Al entrar en la herramienta “Customize View” aparecerá el cuadro de diálogo de esta herramienta. Hay que marcar la opción “Material” ( Figura 3.19):

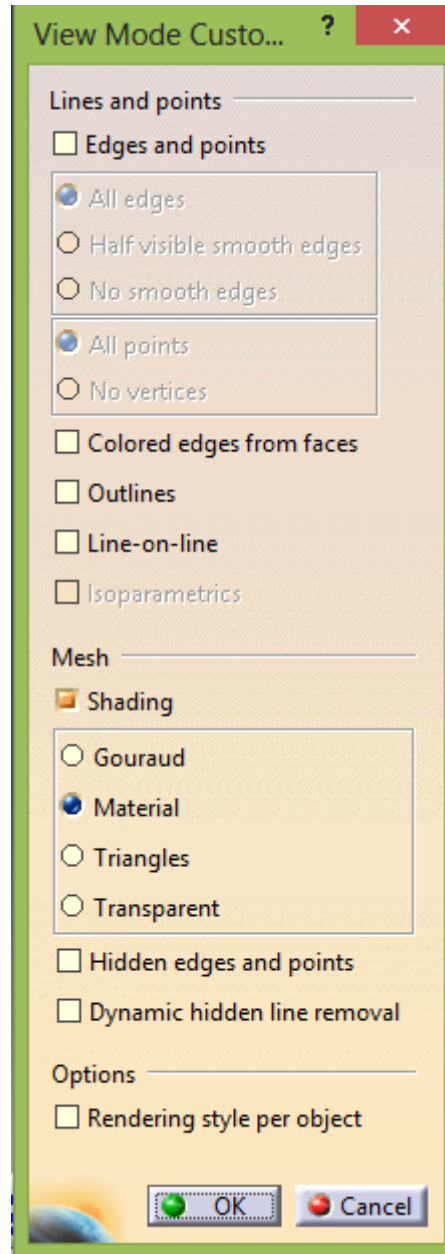


Figura 3.19. Cuadro de diálogo de la herramienta “Customize View”.



**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

## 4. Comandos particulares a utilizar

En este apartado se analizarán sólo aquellos comandos particulares que se han tenido que utilizar (a la hora de aplicar fuerzas, refinar la malla...) y que no aparecen o no están bien explicados en los libros consultados ni en los manuales indicados en la bibliografía.

No se explicará paso a paso cómo se van utilizando los comandos generales para llevar a cabo la simulación, dado que vienen bien explicados en los libros de la bibliografía y sería repetir información que está presente en otro sitio y por tanto no aportaría nada útil.

Un libro en el que se explican de forma detallada estos comandos es “*Análisis y diseño de piezas de máquinas con CATIA V5*” [9]. Este libro ha sido el más consultado para llevar a cabo este trabajo.

### 4.1. Cómo guardar los análisis

Lo primero que hay que saber antes de realizar un análisis es cómo hay que guardarlo.

Cuando se realiza una pieza en el módulo “*Part Design*” se puede guardar con el comando “*Save As*”, tal y como muestra la Figura 4.1:

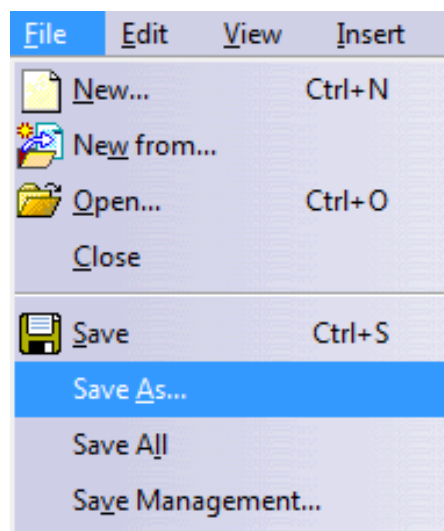


Figura 4.1. Guardar con “*Save As*”.

Pero cuando se guarda un análisis estático hay que especificar dónde hay que guardar cuatro archivos:

- La pieza diseñada en el módulo “*Part Design*”.
- La pieza que se analiza en el módulo “*Generative Structural Analysis*”.
- El destino donde se va a guardar el resultado del sistema de ecuaciones diferenciales o de derivadas parciales que haya generado la malla.
- La carpeta donde se van a guardar los datos temporales.

Para guardar estos cuatro elementos hay que utilizar el comando “*Save Management*”, tal y como muestra la Figura 4.2:

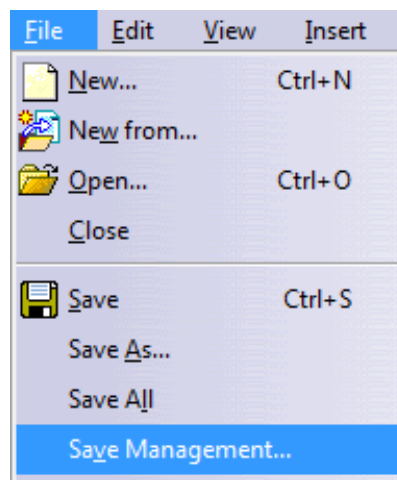


Figura 4.2. Guardar con el comando “*Save Management*”.

Al pinchar sobre este comando aparece la ventana de la Figura 4.3:

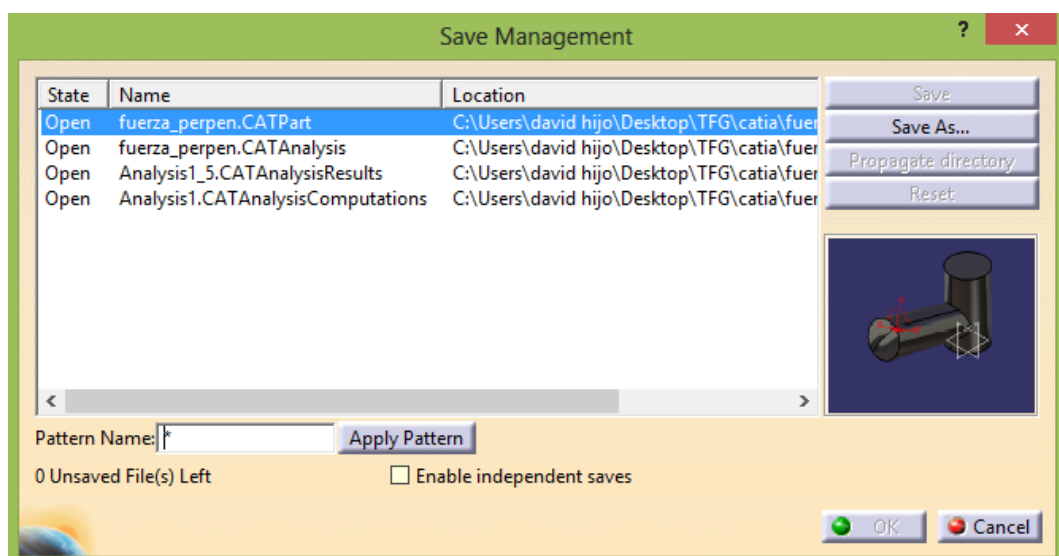


Figura 4.3. Ventana del comando “*Save Management*”.



Estos son los cuatro archivos que se han mencionado antes. Hay que ir uno por uno seleccionando el archivo, luego dando a “Save As” y seleccionando la carpeta donde guardarlo. Es importante guardar los cuatro archivos en la misma carpeta.

Una vez se haya seleccionado dónde guardar los cuatro archivos, se da a “OK”, y ya habrá concluido el proceso de guardado.

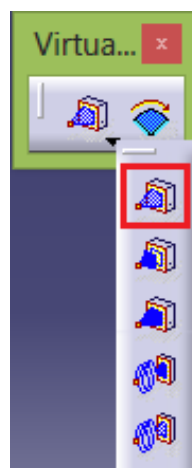
#### 4.2. Virtual parts

Estas herramientas permiten crear estructuras sin un soporte geométrico. Se utilizan, por ejemplo, para representar la acción de un elemento que no se ha creado en el módulo “*Part Design*”. La función de los elementos virtuales es transmitir acciones a distancia (fuerzas, movimientos...) o englobar el comportamiento de toda una superficie en un único punto.

##### 4.2.1. Smooth Virtual Part

Esta herramienta es muy importante, dado que en casi todas las simulaciones que se puedan llevar a cabo con este programa hay que utilizarla.

Esta herramienta se ubica dentro de la barra de herramientas “*Virtual Parts*”, como se muestra en la Figura 4.4:



Figurar 4.4. Ubicación de la herramienta “*Smooth Virtual Part*”.

En el caso de aplicar esta herramienta al extremo de una cara, se conecta un punto de apoyo con la geometría de diseño mediante una barra imaginaria (dado que realmente no están conectados esos dos puntos) y se comporta como un sólido rígido, transmitiendo al cuerpo las restricciones y cargas que

actúen sobre ese punto. En el caso de que la geometría de diseño sea circular (por ejemplo, una barra), la geometría que se forma al aplicar este comando sería un cono, cuya base es la cara del extremo de esta barra y el vértice sería el punto de apoyo que se ha definido.

El punto de apoyo se tiene que haber definido previamente en el módulo “*Part Design*”.

Las aplicaciones de esta herramienta son muy variadas, (algunas se verán aplicadas a piezas en el cuarto bloque de este trabajo):

- Si se quieren representar las restricciones de apoyo de una pieza, habrá que crear un elemento virtual que englobe esa cara o cuerpo donde esté situado el apoyo y mediante el comando “*handler*” concentrar el movimiento de esa cara o cuerpo a ese punto en concreto.
- Si se quiere aplicar una restricción de funcionamiento de la barra de herramientas “*Mechanical Restraints*” (Figura 4.5) se tendrá que crear un elemento virtual que englobe todo el cuerpo que cumple esa restricción de funcionamiento y el punto donde se aplica la restricción (en función de la herramienta a utilizar).



Figura 4.5. Barra de herramientas “*Mechanical Restraints*”.

Para obtener más información acerca de estas restricciones de funcionamiento, ver las páginas 37-49 de [9] y de toda la referencia [10].

- Para la aplicación de fuerzas en puntos que no están en la pieza que se está diseñando pero que afectan a esta pieza. Se puede ver un ejemplo de esta aplicación en las páginas 212-216 de [9].
- Se puede utilizar también para la aplicación de un momento torsor. En el apartado 8 hay varios ejemplos de su aplicación.

#### 4.2.2. Rigid Virtual Part

Esta herramienta se ubica dentro de la barra de herramientas “*Virtual Parts*”, tal y como muestra la Figura 4.6:



Figura 4.6. Ubicación de la herramienta “Rigid Virtual Part”.

Esta herramienta, al igual que la herramienta “*Smooth Virtual Part*”, une el punto de apoyo con la geometría de la pieza mediante una barra imaginaria. La diferencia radica en que este comando endurece localmente la geometría del elemento de diseño y modifica el comportamiento de la pieza ante los esfuerzos. El comando “*Smooth Virtual Part*” tiene en cuenta la deformación elástica de la zona del cuerpo que actúa como base del sólido rígido, mientras que el comando “*Rigid Virtual Part*” no tiene en cuenta la deformación elástica de esta zona de la pieza.

#### 4.2.3. Contact Virtual Part

Esta herramienta se ubica dentro de la barra de herramientas “*Virtual Parts*”, tal y como muestra la Figura 4.7:

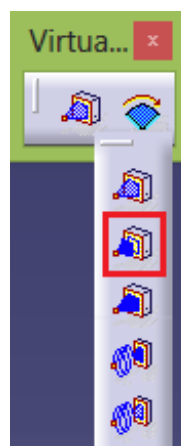


Figura 4.7. Ubicación de la herramienta “Contact Virtual Part”.

Esta herramienta también une el punto de apoyo con la geometría de diseño, pero en este caso mediante una barra real. La diferencia de esta herramienta con las dos anteriores (“*Smooth Virtual Part*” y “*Rigid Virtual Part*”) radica en que las dos anteriores transmitían las acciones aplicadas en el punto de apoyo a la geometría de diseño comportándose todo ello como un sólido rígido, mientras que la herramienta “*Contact Virtual Part*” transmite las acciones aplicadas en el punto de apoyo a través de las condiciones de contacto entre los nodos del elemento virtual y la geometría de diseño. Esta herramienta necesita dos superficies que existen en la realidad para así aplicarla entre ellas.

### 4.3. Fuerzas concentradas

La herramienta de aplicación de fuerzas “*Distributed Force*” se encuentra dentro de la barra de herramientas “*Loads*” (Figura 4.8):

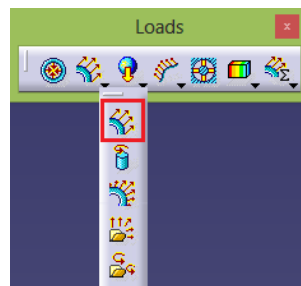


Figura 4.8. Ubicación de la herramienta “*Distributed Force*”.

A la hora de aplicar una fuerza, CATIA la aplica siempre a lo largo de una línea o contorno. Al pinchar sobre el icono de aplicación de fuerzas, aparece el siguiente cuadro donde se ve cómo la fuerza no está concentrada en un punto, sino aplicada a una línea de contorno (Figura 4.9):

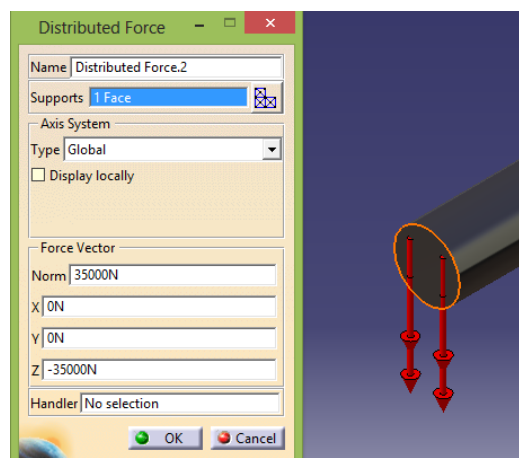


Figura 4.9. Fuerza aplicada a una línea de contorno.

Para poder aplicar fuerzas concentradas hay que seguir los siguientes pasos:

1) En el módulo “Part Design” hay que crear sobre la superficie de la pieza un punto en el lugar donde va a actuar la fuerza concentrada, tal y como muestra la Figura 4.10:

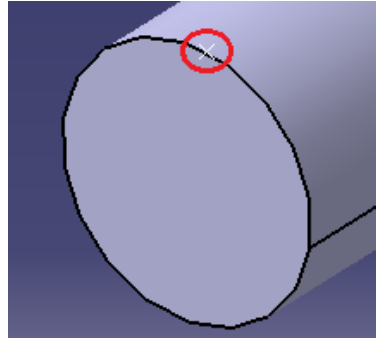


Figura 4.10. Ubicación de la fuerza concentrada.

2) Cuando se vaya a aplicar la fuerza, en “Supports” se seleccionará la superficie sobre la que está ubicado el punto, y en “Handler” se pone el punto donde actúa la fuerza. Se puede ver que ahora sí que coloca la fuerza concentrada en ese punto (Figura 4.11):

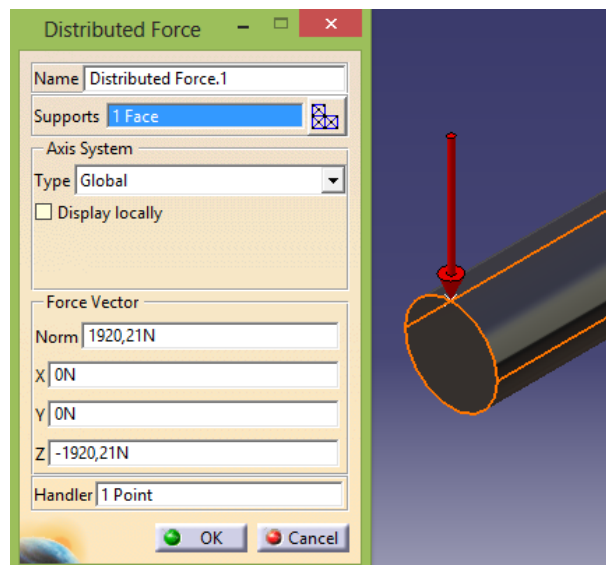


Figura 4.11. Aplicación de fuerza concentrada.

Esta forma de aplicación de una fuerza concentrada en un punto es muy útil, por ejemplo, a la hora de aplicar una fuerza en un punto intermedio de la superficie de una barra y no en un extremo.

NOTA: También se podría conseguir aplicar una fuerza puntual englobando la superficie del cuerpo sobre la que actúa esta fuerza mediante un “*Smooth Virtual Part*” y en el comando “*handler*” se seleccionaría el punto donde actúa

la fuerza. Posteriormente al crear la fuerza habría que seleccionar en “Supports” este elemento virtual.

#### 4.4. Fuerzas perpendiculares

A la hora de aplicar una fuerza perpendicular sobre una pieza, se puede aplicar de forma que sea perpendicular a la pieza sólo en el primer momento de aplicación de la fuerza o que lo sea a lo largo del tiempo en la deformación de la pieza. La diferencia radica en qué sistema de ejes se tome como referencia.

A continuación se compararán ambos casos, habiendo sido simulados con todos los parámetros idénticos (apoyos, precisión de la malla, material...) para ambas simulaciones excepto el sistema de ejes de referencia.

##### 4.4.1. Fuerza perpendicular sólo en el instante inicial

En este caso la fuerza aplicada sólo será perpendicular a la pieza en el instante inicial de su deformación.

Al aplicar la fuerza concentrada en un punto (como se vio en el apartado 4.3) dentro del apartado “Axis System” en “Type” hay que seleccionar la opción “Global” (tal y como muestra la Figura 4.12), esto significa que se toma como referencia el sistema de ejes global de la pieza, que es el que aparece en la esquina inferior derecha de la Figura 4.12:

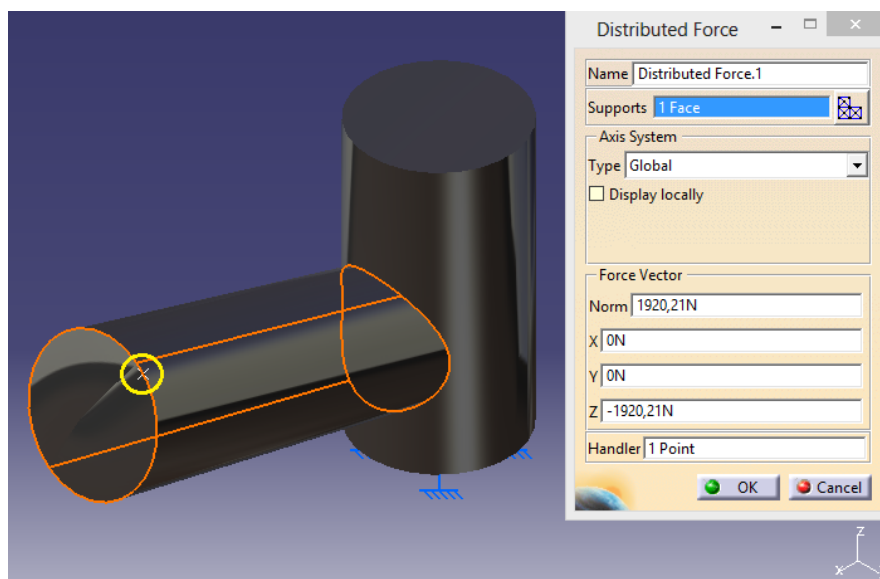


Figura 4.12. Sistema de ejes global.

El resultado de la tensión de Von Mises con este método se muestra en la Figura 4.13:

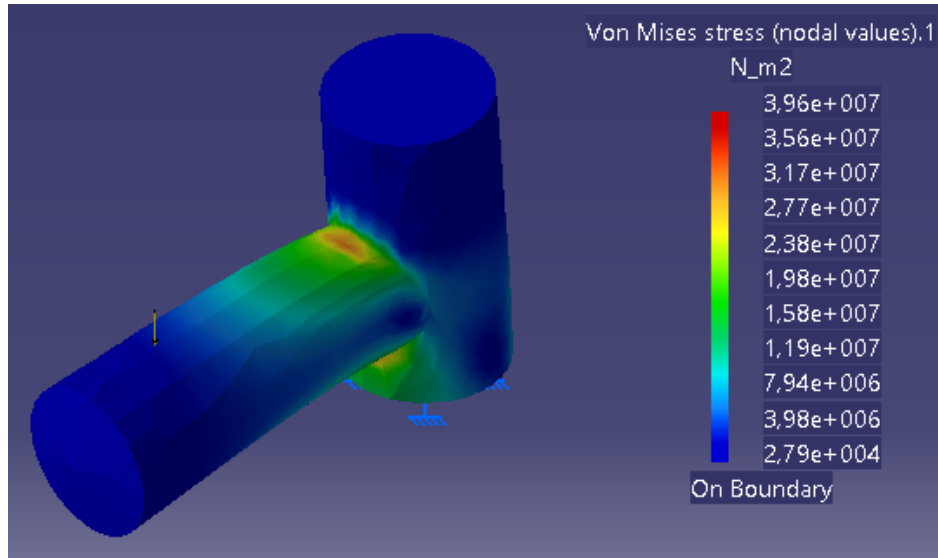


Figura 4.13. Tensión de Von Mises

Y el resultado de los desplazamientos originados en las distintas zonas de la pieza se muestra en la Figura 4.14:

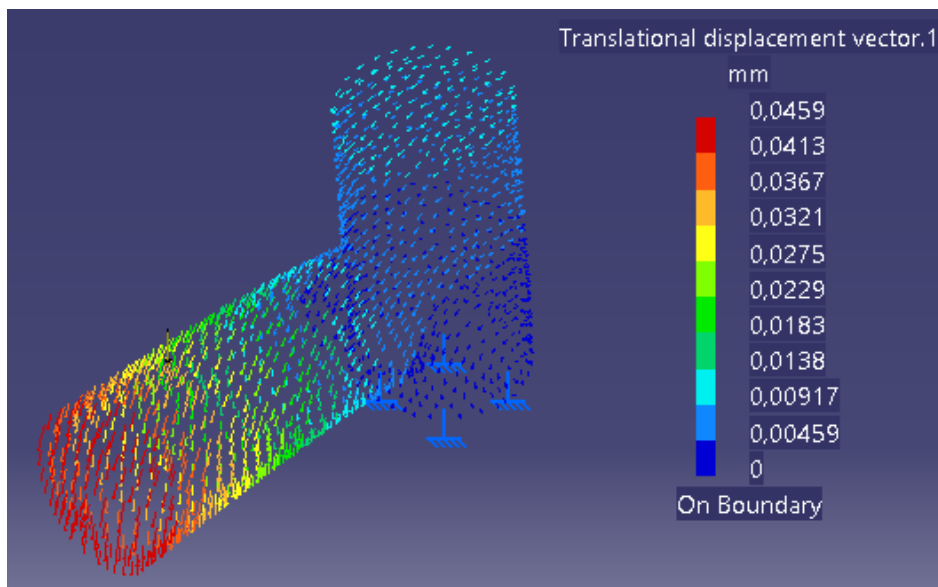


Figura 4.14. Desplazamientos.

## 4.4.2. Fuerza perpendicular a lo largo de la deformación

En este caso la fuerza aplicada en un punto será siempre perpendicular a ese punto a lo largo de la deformación de la pieza.

Para ello, la fuerza se creará de la misma forma que en el apartado 4.4.1, pero en este caso en "Type" se selecciona la opción "User" (tal y como muestra la Figura 4.15). Esto quiere decir que el sistema de ejes que se toma como referencia es un sistema de ejes local (redondeado en amarillo) que se ha creado anteriormente en el módulo "Part Design" en ese punto de aplicación de la fuerza.

En las páginas 163-166 del libro "El gran libro de CATIA" [11] se explica cómo crear un sistema de ejes local.

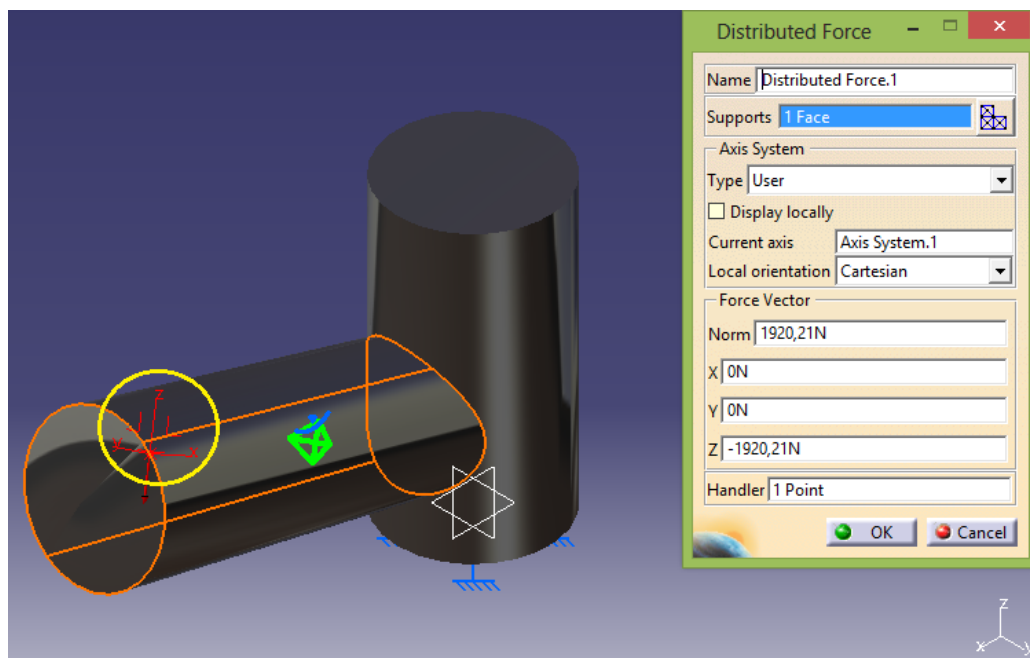


Figura 4.15. Sistema de ejes local.

El resultado de la tensión de Von Mises con este método se muestra en la Figura 4.16:



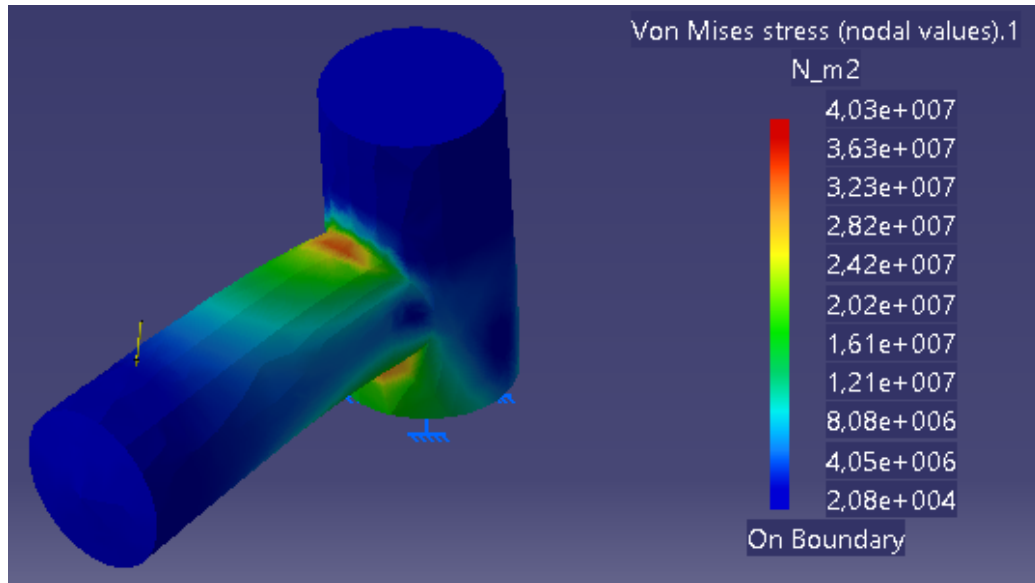


Figura 4.16. Tensión de Von Mises

Y el resultado de los desplazamientos originados en las distintas zonas de la pieza se muestra en la Figura 4.17:

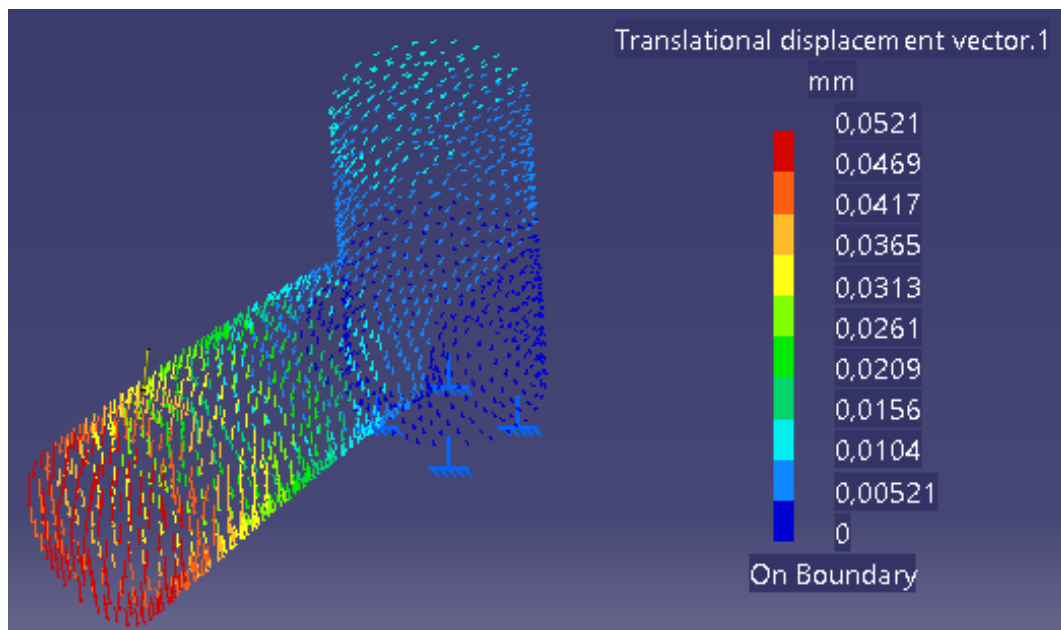


Figura 4.17. Desplazamientos.

Como se puede observar, tanto la tensión de Von Mises como los desplazamientos producidos en la pieza cambian de uno a otro método.

#### 4.5. Tensiones principales

CATIA permite obtener el valor de las tensiones principales  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ . Los valores  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  que ofrece el programa serán los que se compararán con los obtenidos teóricamente en los dos casos explicados en el apartado 2.2.4.2:

- Caso teórico.
- Caso real.

El procedimiento para obtener el valor de las tensiones principales es el siguiente:

1) Hay que seleccionar la herramienta “*Principal Stress*” de la barra de herramientas “*Image*” (Figura 4.18):

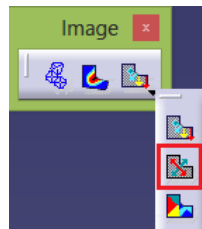


Figura 4.18. Localización herramienta “*Principal Stress*”.

2) Sobre el árbol se hace doble click en “*Stress principal tensor symbol*” (Figura 4.19):

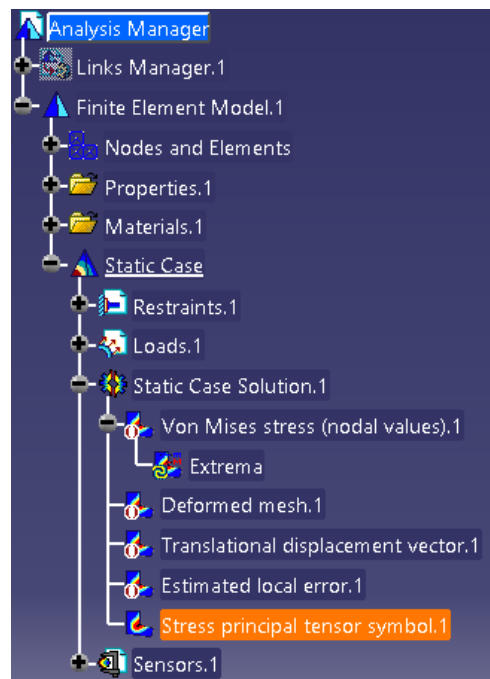


Figura 4.19. Ubicación en el árbol de la herramienta “*Principal Stress*”.

3) En la ventana emergente que aparece, en “Types” se selecciona la opción “Average iso” y en “Criteria” la opción “Principal value”. Luego se da a “More” (Figura 4.20). En “Component” se pueden seleccionar las opciones C11, C22 y C33. Estas opciones se corresponden con las tensiones principales  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  respectivamente.

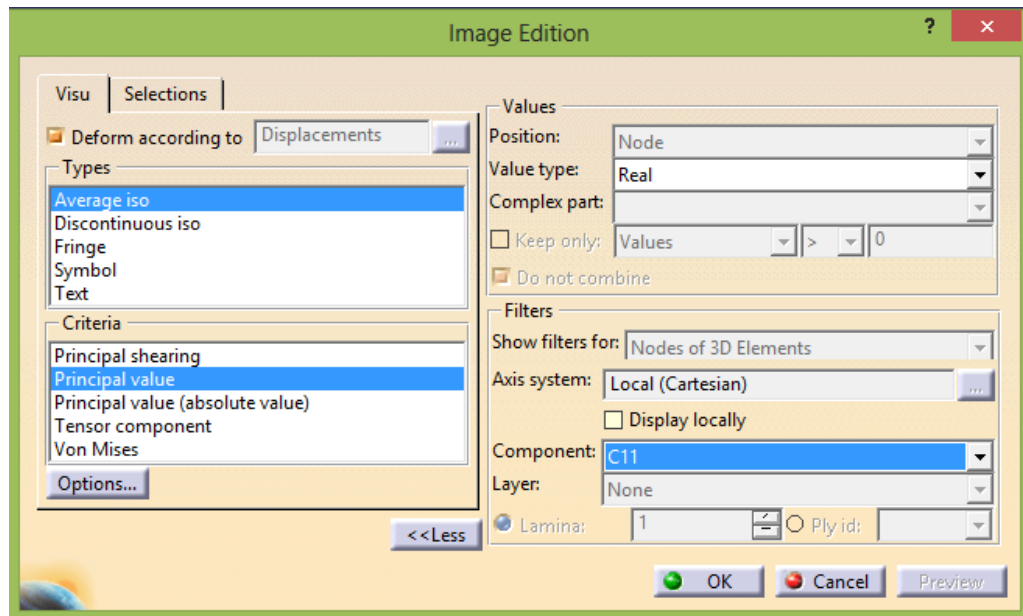


Figura 4.20. Opciones de la herramienta “Principal Stress”.

4) Sin dar a “OK”, según se vaya seleccionando la componente que se quiere ver, cambian los valores de las tensiones principales que muestra CATIA a las de esa componente.

#### 4.6. Distribución de tensiones

Aunque en este trabajo casi no se utilizará esta herramienta (se utilizará solo en el apartado 7), CATIA permite realizar un corte transversal en una sección cualquiera de la pieza y así poder ver cómo se propaga la concentración de tensiones desde la superficie exterior hasta el interior de esa sección.

La herramienta que permite realizar esta operación se encuentra en la barra de herramientas “Analysis Tools” y se denomina “Cut Plane Analysis” (Figura 4.21):



Figura 4.21. Ubicación de la herramienta “Cut Plane Analysis”.

Al seleccionar esta herramienta aparece el cuadro de diálogo de la Figura 4.22:

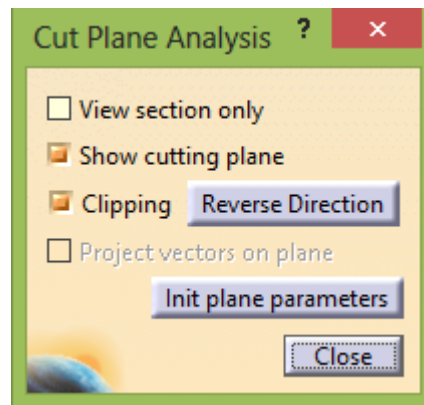


Figura 4.22. Cuadro de diálogo de la herramienta “Cut Plane Analysis”.

Para seleccionar la sección de la pieza que se quiere ver, hay que pinchar sobre el compás que aparece en la pantalla y manteniéndole pinchado se sitúa sobre la superficie donde se quiere realizar el corte (Figura 4.23). Una vez ubicado el compás en esa superficie, hay que jugar con los ejes del compás moviéndoles para orientarle y así realizar el corte que se quiere ver.

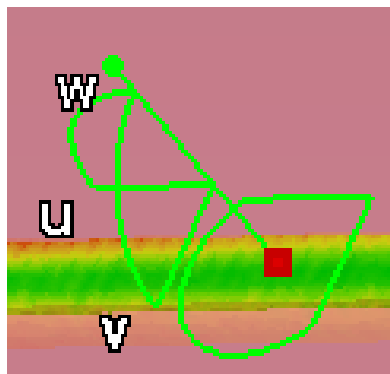


Figura 4.23. Compás.

#### 4.7. Elección de la malla

Lo primero que hay que hacer antes de realizar el análisis de una pieza es elegir la malla de elementos finitos a utilizar.

Para elegir el tipo de malla de elementos finitos hay que hacer doble click en el árbol de operaciones sobre la opción “OCTREE Tetrahedron Mesh” y a continuación aparecerá el cuadro de diálogo de esta herramienta (Figura 4.24):

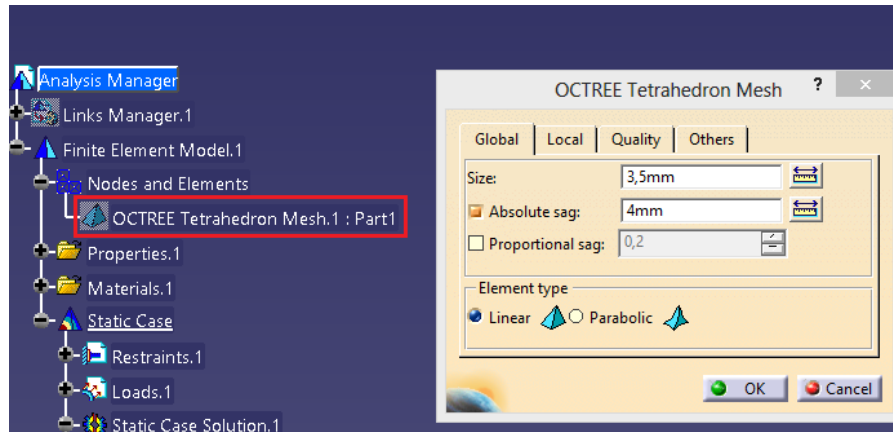


Figura 4.24. Elección de la malla de elementos finitos.

A la hora de elegir la malla de elementos finitos, CATIA ofrece dos opciones:

- Malla de Tetraedro Lineal.
- Malla de Tetraedro Parabólico.

A continuación se define cuándo hay que utilizar cada una de estas mallas.

#### 4.7.1. Malla de Tetraedro Lineal

Esta malla se caracteriza porque los tetraedros que la forman son lineales. Esta malla se debe aplicar cuando la evolución de los esfuerzos a los que está sometida la pieza es lineal (esto quiere decir que los diagramas de carga axial, cortante y momento flector son lineales). Esto se produce siempre que el esfuerzo externo aplicado sea una fuerza concentrada o momento flector concentrado en un punto (Figura 4.25).

Hay que tener claro que este tipo de malla no tiene en cuenta la concentración de tensiones (que es el factor  $K_t$  que se definió en el apartado 2.2.4.1). Esto es debido a que donde se produce la concentración de tensiones la evolución de los esfuerzos ya nos es lineal, y por tanto este tipo de malla no puede adaptarse a ese tipo de esfuerzo.

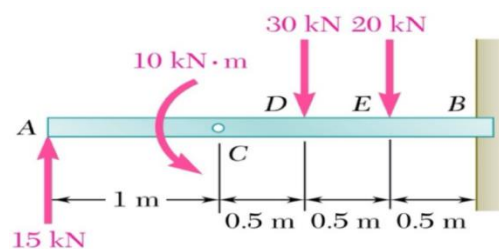


Figura 4.25. Fuerzas y momentos flectores concentrados.

#### 4.7.2. Malla de Tetraedro Parabólico

Esta malla se caracteriza porque los tetraedros que la forman son parabólicos. Al contrario que la malla lineal, este tipo de malla hay que utilizarla cuando la evolución de los esfuerzos no es lineal sino parabólica.

En este caso sí que se está teniendo en cuenta el factor  $K_t$ , y por tanto en este caso la malla sí que se adapta a aquellas zonas donde se produzca la evolución parabólica de los esfuerzos (como ocurre en los cambios de sección). Esto se produce siempre que la fuerza externa aplicada no sea puntual sino distribuida (ya sea con distribución rectangular o triangular) (Figura 4.26).

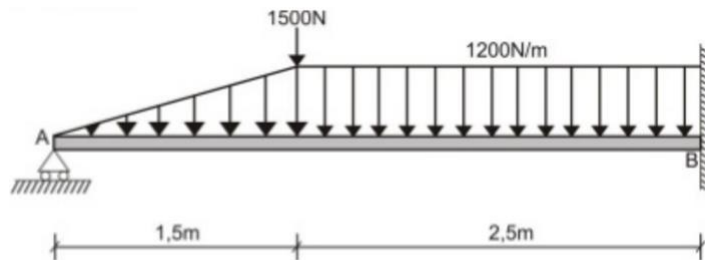


Figura 4.26. Fuerzas distribuidas.

#### 4.8. Refinamiento de la malla

##### 4.8.1. Desarrollo de las diversas opciones de refinamiento de la malla

La malla es el elemento más importante a la hora de realizar un cálculo con cualquier programa de elementos finitos (MEF) y de esta malla depende la veracidad de los resultados obtenidos en la simulación.

Hay que tener en cuenta que cuanto más se vaya refinando la malla, el ordenador tardará más tiempo en realizar los cálculos.

Cuando se haya diseñado una primera malla para una pieza, al realizar la simulación con esa malla lo primero que hay que hacer es comprobar el error que ha cometido el programa en la simulación. Si el porcentaje de error cometido es superior al 20%, hay que hacer más precisa la malla hasta conseguir que el porcentaje de error sea inferior al 20%, que es el límite para considerar aceptables los resultados de la simulación (página 218 del libro “Análisis y diseño de piezas de máquinas con CATIA V5” [9]).

Para conocer el porcentaje de error que CATIA ha cometido en los cálculos hay que utilizar la herramienta “*Precision*” presente en la barra de herramientas “*Image*” (Figura 4.27):

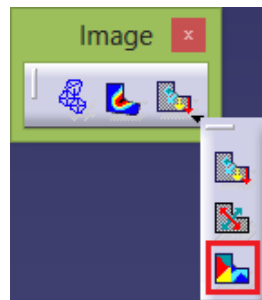


Figura 4.27. Ubicación de la herramienta “*Precision*”.

Esta herramienta proporciona información cualitativa (mediante un mapa con una paleta de colores) que indica cómo se han repartido los errores calculados en las diversas zonas de la pieza. Este error es una variación relativa de la energía de deformación.

Posteriormente hay que utilizar la herramienta “*Information*” presente en la barra de herramientas “*Analysis Tools*” (Figura 4.28) y a continuación hay que pinchar con el botón izquierdo en el árbol en “*Estimated local error*”. Momento seguido aparecerá la siguiente ventana que muestra el porcentaje de error cometido en la simulación (Figura 4.29):

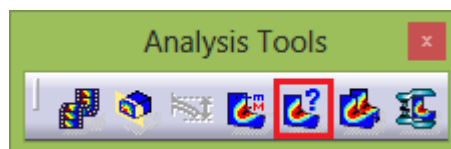


Figura 4.28. Ubicación de la herramienta “*Information*”.

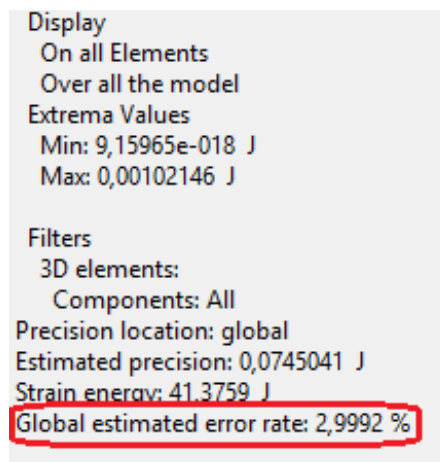


Figura 4.29. Error cometido en la simulación.

A la hora de refinar la malla se puede hacer de varias formas (Figura 4.30):

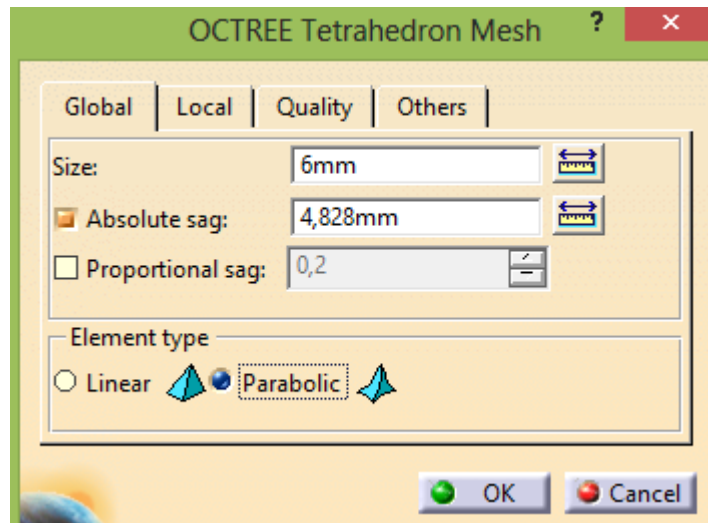


Figura 4.30. Cuadro de diálogo de refinamiento de la malla.

- 1) Reduciendo el valor de “Size” (que indica la longitud media del elemento del tetraedro) y dejando el tetraedro lineal.
- 2) Cambiar al tetraedro parabólico manteniendo el mismo valor de “Size” (esto ya aporta mayor exactitud y se asemeja más al comportamiento real de la pieza).
- 3) Cambiar al tetraedro parabólico y reducir el valor de “Size” (más exacta que las dos opciones anteriores).

Nota: El valor de “Absolute Sag” es más complejo de determinar (aunque en muchas ocasiones no influye tanto en la simulación), pero este valor tiene que ser más pequeño que el valor de “Size”. El término “Sag” es exclusivo de CATIA e indica la desviación de los elementos finitos respecto de la geometría de la pieza. En la página 97 de [9] se explica esta dimensión.

Pero hay ocasiones en las que con una malla de tetraedros parabólicos y con valores muy pequeños de “Size” no se obtienen porcentajes de error <20%. En esos casos hay una cuarta opción, pero esta al ser tan precisa requiere mucho tiempo de cálculo (puede llegar a tardar 40 minutos) y puede dar error, por eso sólo hay que utilizarla cuando aun habiendo puesto valores muy pequeños de “Size” no se obtiene un error <20%.

- 4) Esta opción se utiliza cuando en una determinada zona de la pieza se quiere obtener un error determinado (dado que la propia herramienta te da la opción de modificar la malla para obtener este error si no se consiguiera con la malla actual) o para obtener un porcentaje de error determinado en toda la malla.



El procedimiento a realizar es el siguiente:

Se selecciona la herramienta “*New Adaptivity Entity*” presente en la barra de herramientas “*Adaptivity*” (Figura 4.31):



Figura 4.31. Ubicación de la herramienta “*New Adaptivity Entity*”.

A continuación aparece el cuadro de diálogo de esta herramienta (Figura 4.32):



Figura 4.32. Cuadro de diálogo de la herramienta “*New Adaptivity Entity*”.

NOTA: Para poder hacer esta opción primero hay que haber hecho el cálculo con la herramienta “*Compute*” presente en la barra de herramientas “*Compute*” (Figura 4.33):



Figura 4.33. Ubicación de la herramienta “*Compute*”.

En “*Supports*” hay que seleccionar en el árbol de operaciones el tipo de malla empleada. En “*Objective Error*” se introduce el valor que se desea obtener. El apartado “*Current Error*” muestra el error actual.

Posteriormente se pincha con el botón derecho en el árbol en “*Global Adaptivity*” y se selecciona “*Local Adaptivity*” (Figura 4.34):

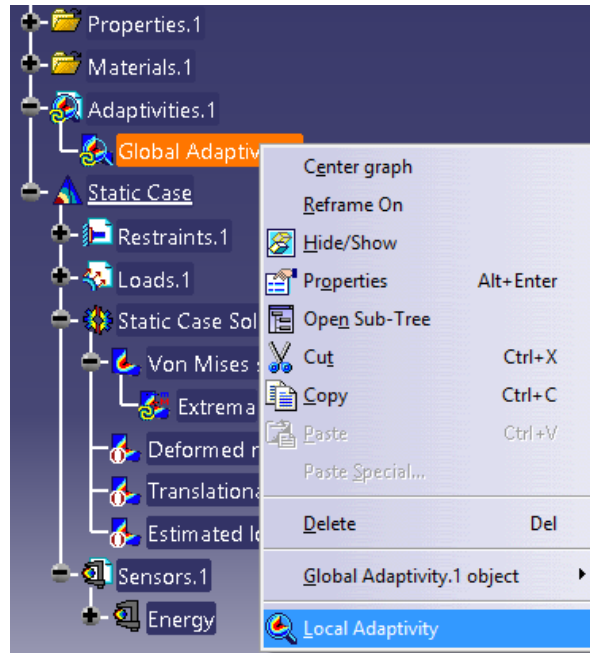


Figura 4.34. Ubicación de la herramienta “Local Adaptivity”.

A continuación aparece el cuadro de diálogo de esta herramienta (Figura 4.35):

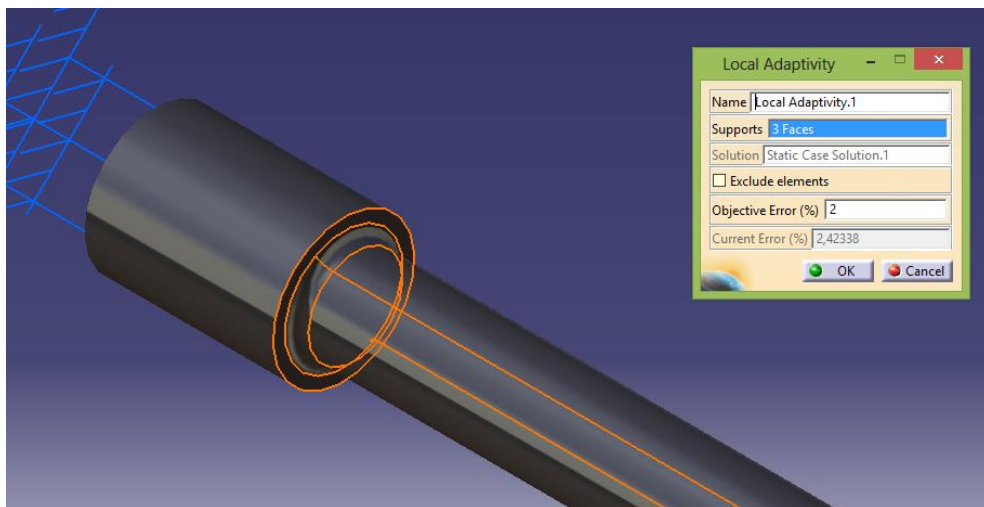


Figura 4.35. Selección de zonas donde refinar la malla.

En “Supports” se seleccionan aquellas superficies donde hay que refinar la malla. Colocar sólo aquellas superficies o aristas de la zona que interesa conseguir una mayor precisión en los cálculos, dado que cuantas más superficies o aristas se añadan más tardará el programa en calcularlo. En el caso de que se marque la opción “Exclude elements”, los elementos que se han añadido en “Supports” serían los que no se refinarían, y se refinaría el resto de la pieza.

Ahora se realiza un cálculo con la herramienta “*Compute with Adaptivity*” presente en la barra de herramientas “*Compute*” (Figura 4.36):

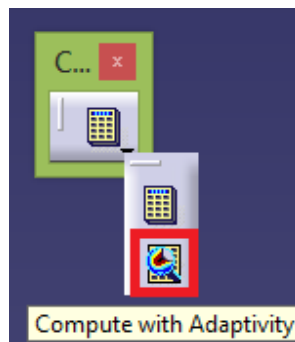


Figura 4.36. Ubicación de la herramienta “*Compute with Adaptivity*”.

En el siguiente cuadro se recomienda marcar lo que aparece en la Figura 4.37. El apartado “*Iterations Number*” indica el número máximo de iteraciones permitidas.

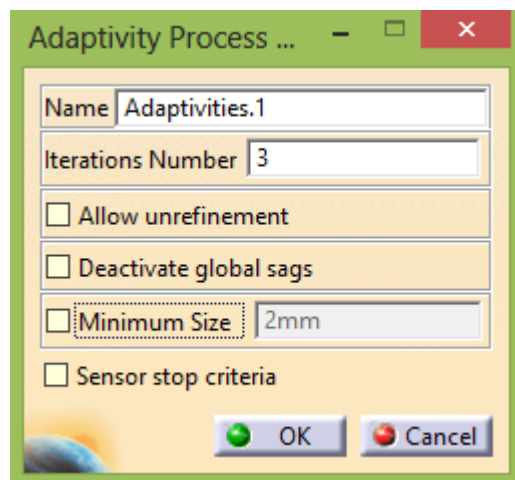


Figura 4.37. Cuadro de diálogo de la herramienta “*Compute with Adaptivity*”.

Este cuadro de diálogo viene explicado en la página 102 de [9]. Añadir que si se establece el tamaño de “*Minimum size*”, este tiene que ser mayor que el tamaño de “*Size*” que se definió al mallar la pieza.

Pasado un tiempo el programa ya realiza los cálculos. El tiempo que tarde dependerá de la complejidad de ajustar la malla en esas zonas seleccionadas y del ordenador en que se realice.

5) Realización de un mallado local (ver apartado 4.9).

## 4.8.2. Ejemplo de aplicación

Para ver un ejemplo se realizará a continuación este cuarto caso en una pieza (la cual se resolverá por completo más adelante), aunque como se verá posteriormente no haría falta aumentar tanto la precisión.

A continuación se compararán los resultados de aplicar varias opciones de refinamiento de la malla a una misma pieza:

- Malla lineal

Se selecciona la malla de tetraedros lineales con las dimensiones de la Figura 4.38:

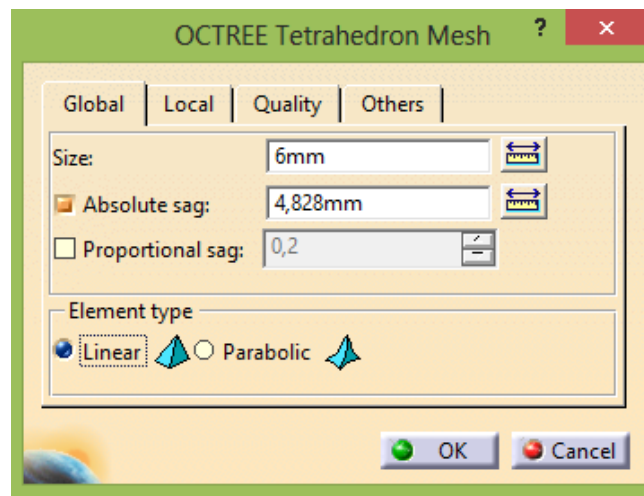


Figura 4.38. Dimensionamiento de la malla lineal.

El resultado de la tensión de Von Mises para esta malla es (Figura 4.39):

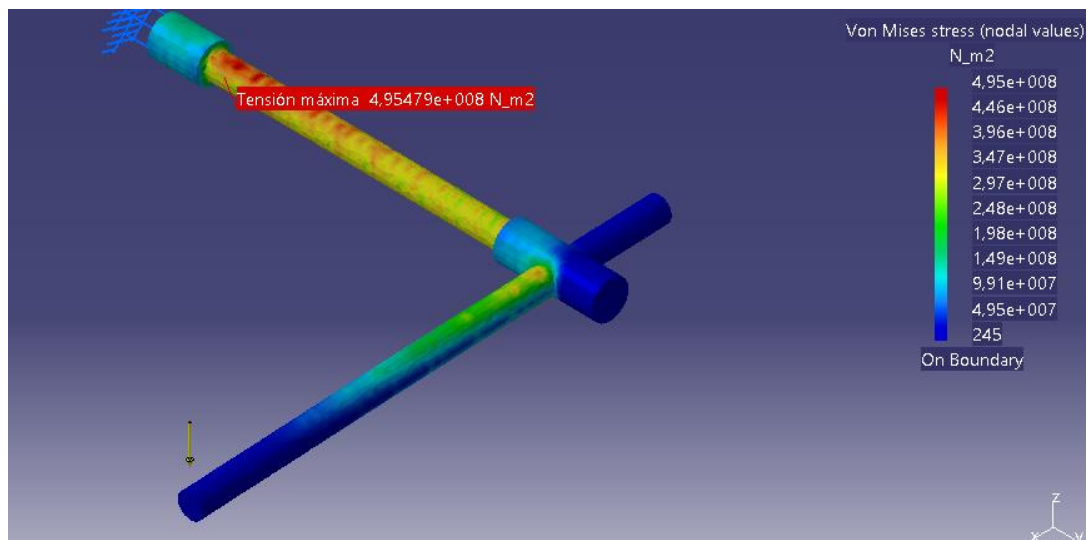


Figura 4.39. Tensión de Von Mises para malla lineal.

- Malla parabólica

Se selecciona la malla de tetraedros parabólicos con las dimensiones de la Figura 4.40:

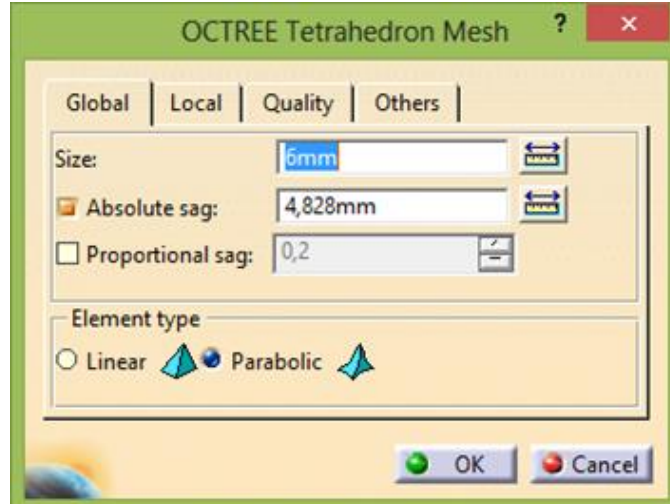


Figura 4.40. Dimensionamiento de la malla parabólica.

El resultado de la tensión de Von Mises para esta malla se muestra en la Figura 4.41:

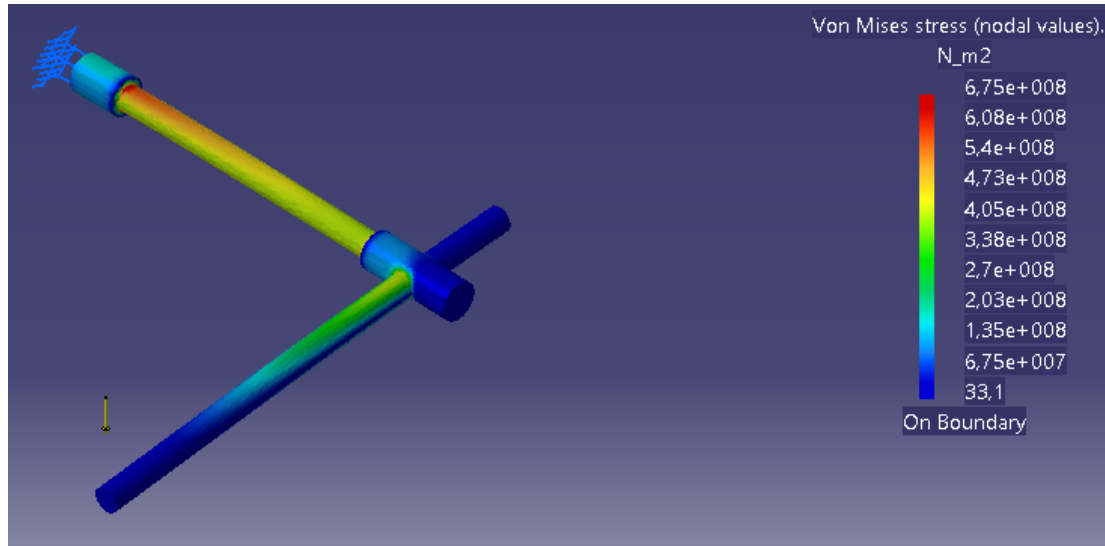


Figura 4.41. Tensión de Von Mises para malla parabólica.

- Herramienta “New Adaptivity Entity”

En este caso se selecciona la misma malla (con las mismas dimensiones) que en el apartado anterior de la malla parabólica y se realizan los pasos descritos en el caso 4 de refinamiento de malla del apartado 4.8.1.

El resultado de la tensión de Von Mises se muestra en la Figura 4.42:

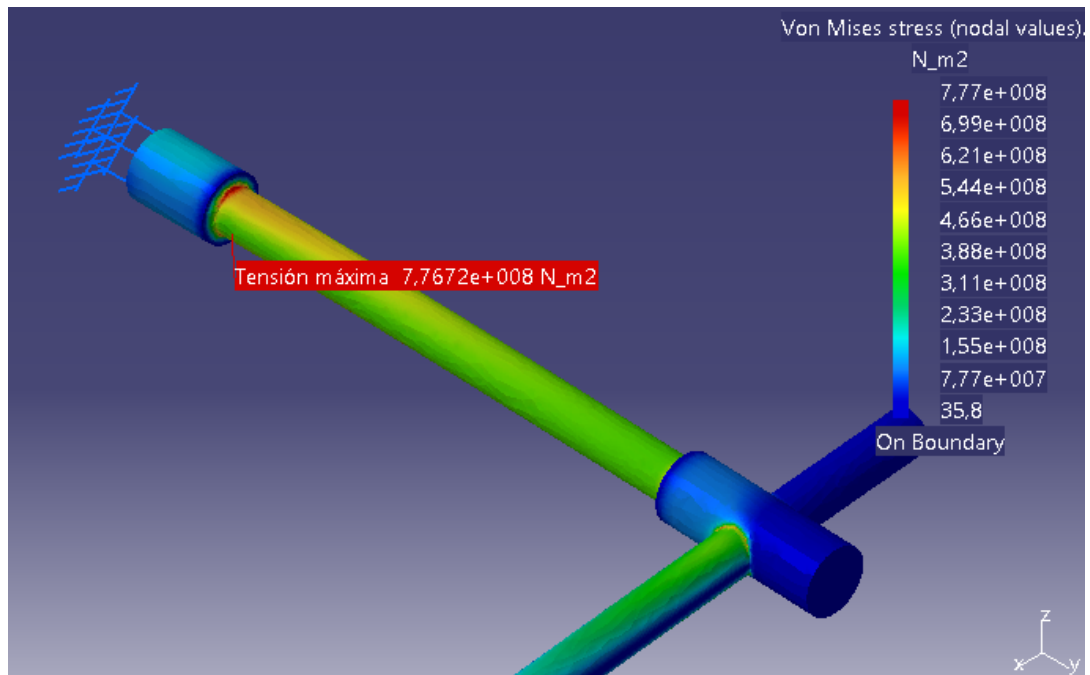


Figura 4.42. Tensión de Von Mises con herramienta “New Adaptivity Entity”.

Los resultados obtenidos aplicando los diferentes métodos de refinamiento de la malla se muestran en las Figuras 4.43, 4.44 y 4.45:

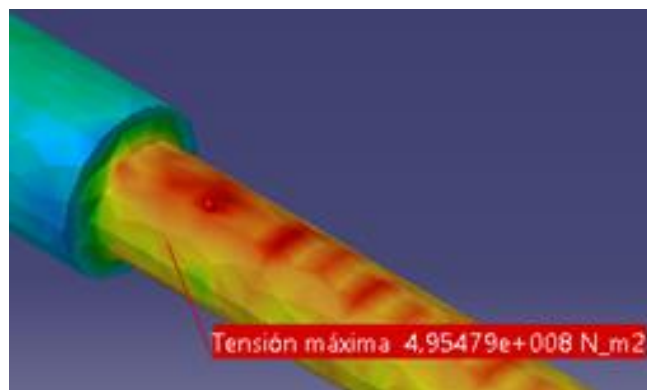


Figura 4.43. Tensión de Von Mises para malla lineal.

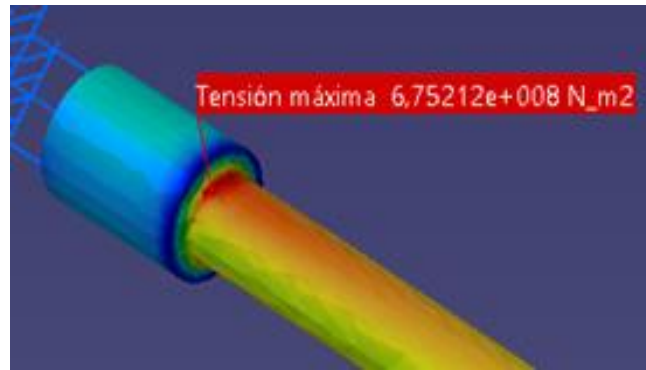
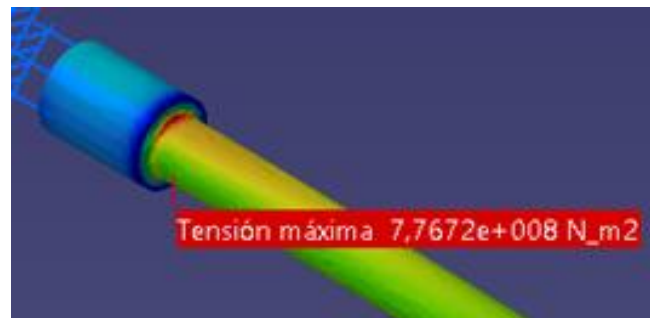


Figura 4.44. Tensión de Von Mises para malla parabólica.

Figura 4.45. Tensión de Von Mises con herramienta “*New Adaptivity Entity*”.

Comparando los resultados obtenidos, se puede ver cómo a medida que se va refinando la malla el valor de la tensión de Von Mises aumenta.

Las conclusiones obtenidas tras analizar el comportamiento de la pieza son:

- Al comparar el resultado de la malla lineal con la herramienta “*New Adaptivity Entity*”, se puede ver que la concentración de tensiones en una misma zona de la pieza para ambos casos es muy diferente.
- Si se compara la malla parabólica con la herramienta “*New Adaptivity Entity*”, se puede ver que aquí ya no hay apenas diferencias en la concentración de tensiones en las diferentes zonas de la pieza. Esto es debido a que el error con la malla parabólica ya era inferior al 20% antes de utilizar esta herramienta.

#### 4.9. Malla local

En el caso de que se quiera hacer más precisa la simulación sólo en una determinada zona de la pieza (porque sea dónde existe un mayor error, mayores tensiones...), se puede optar por hacer una malla local en esa zona. Mediante este procedimiento sólo se modificará la malla en esa zona,



dejando el resto del mallado de la pieza con la malla global. Tener en cuenta que la malla global se tiene que adaptar a la malla local para seguir conectadas, por tanto aunque el tamaño global de los tetraedros no se modifique, el error cometido en el cálculo sí que variará.

En las páginas 98-100 de [9] se explica esta herramienta y las diferentes formas de añadirla.

Hay que tener en cuenta que a la hora aplicar una malla local, CATIA sólo deja aplicarla a superficies que estén cerradas en un recinto por sus aristas. Por ejemplo, si se quiere aplicar esta herramienta a una pequeña zona de un cilindro no se podrá, dado que si se selecciona un punto de la superficie del cilindro, el programa cogerá todo el cilindro (Figura 4.46):

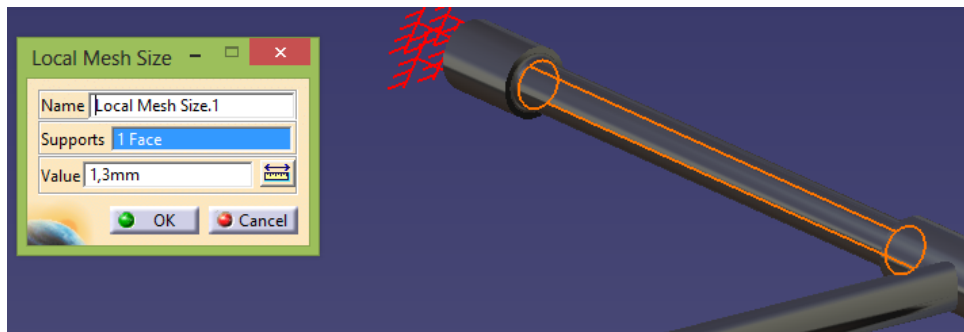


Figura 4.46. Selección de una determinada zona del cilindro.

Para independizar la zona en la que se quiere aplicar el mallado local del resto de la pieza existen varios procedimientos. Algunos son (todos ellos se realizan en el módulo "Part Design"):

- Si la zona que se quiere independizar forma parte del redondeo de una arista, se puede redondear esa arista en varios pasos para que así sean varias superficies las que formen ese redondeo, tal y como se muestra en las Figuras 4.47, 4.48 y 4.49:

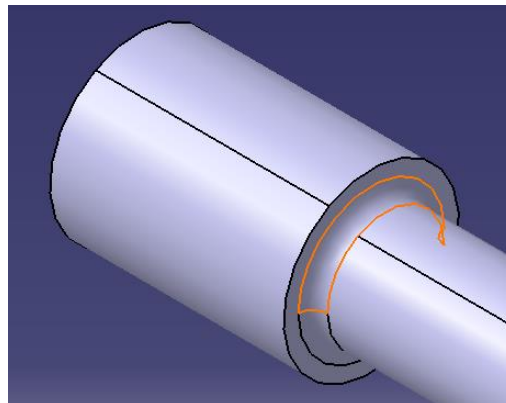


Figura 4.47. Selección de la zona de arriba del cilindro.



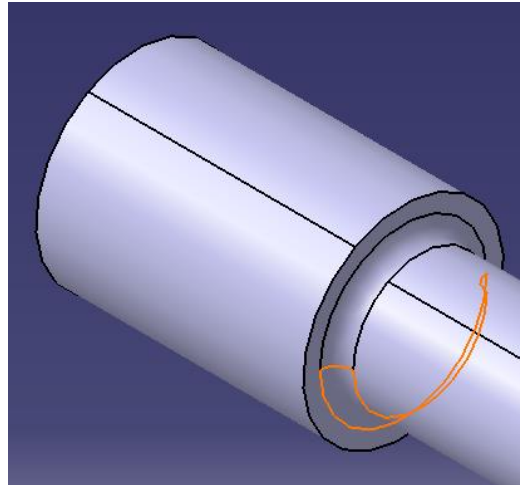


Figura 4.48. Selección de la zona de abajo del cilindro.

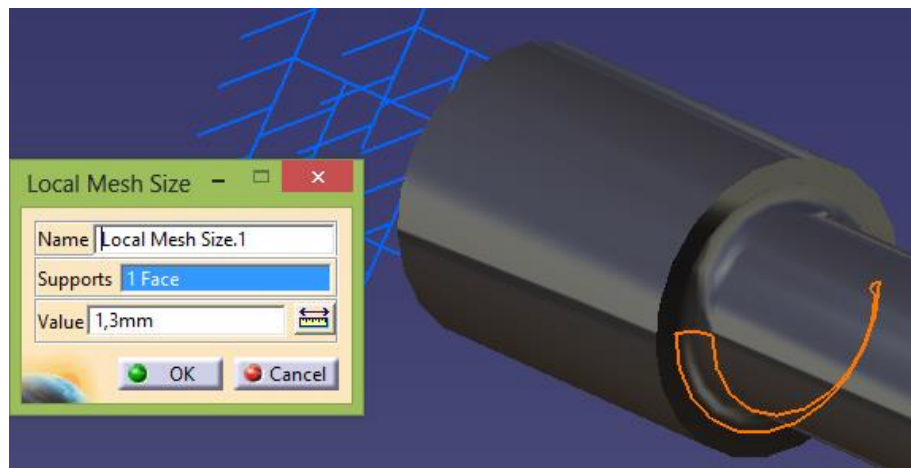


Figura 4.49. Selección de una zona del cilindro.

- Si se quiere aplicar a una determinada zona de un cuerpo (por ejemplo, a un tramo de un cilindro), hay que realizar varios “*pad*”(comando del módulo “*Part design*” para crear un volumen de material a partir de un perfil) para que así esa zona de la pieza sea independiente de las zonas concurrentes. En el caso de un cilindro, cuando se cree el “*Positioned Sketch*” (orientación de los ejes horizontal y vertical al crear el sketch en el módulo “*Part design*”) hay que ir alternando los sentidos de los ejes horizontal y vertical entre los diferentes “*pad*”, dado que sino se generarán todos los “*pad*” con la misma arista y el programa entenderá que al haber continuidad en las aristas (marcadas en amarillo en las imágenes siguientes) forma todo parte del mismo sólido, y lo que se pretende es que sean sólidos diferentes para así poder independizarlos unos de otros, tal y como se muestra en las Figuras 4.50, 4.51, 4.52 y 4.53:

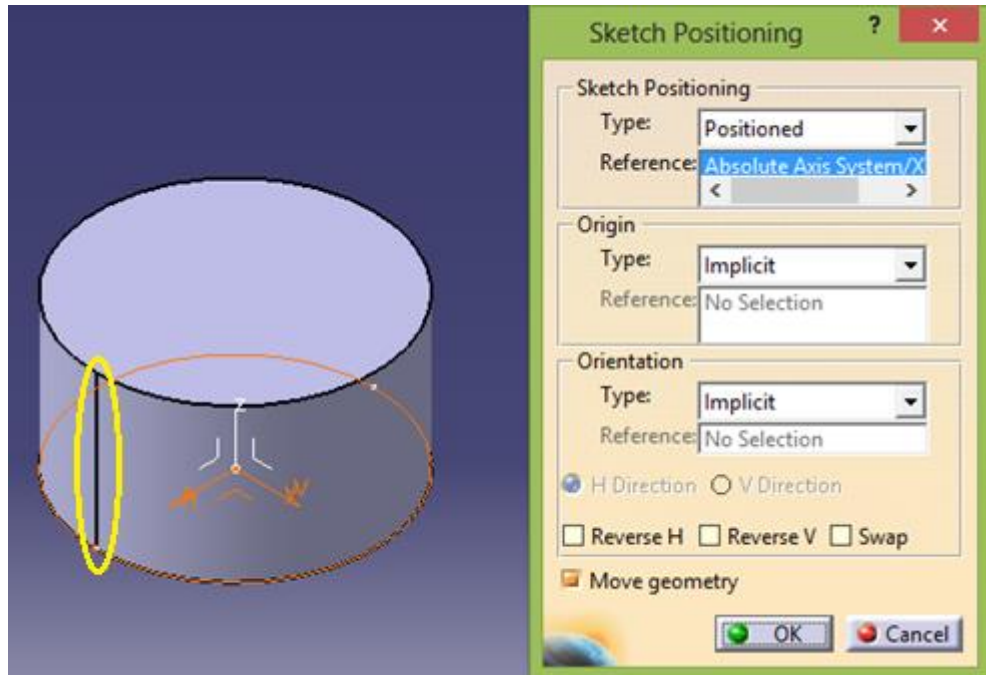


Figura 4.50. Creación del primer “pad” del cilindro.

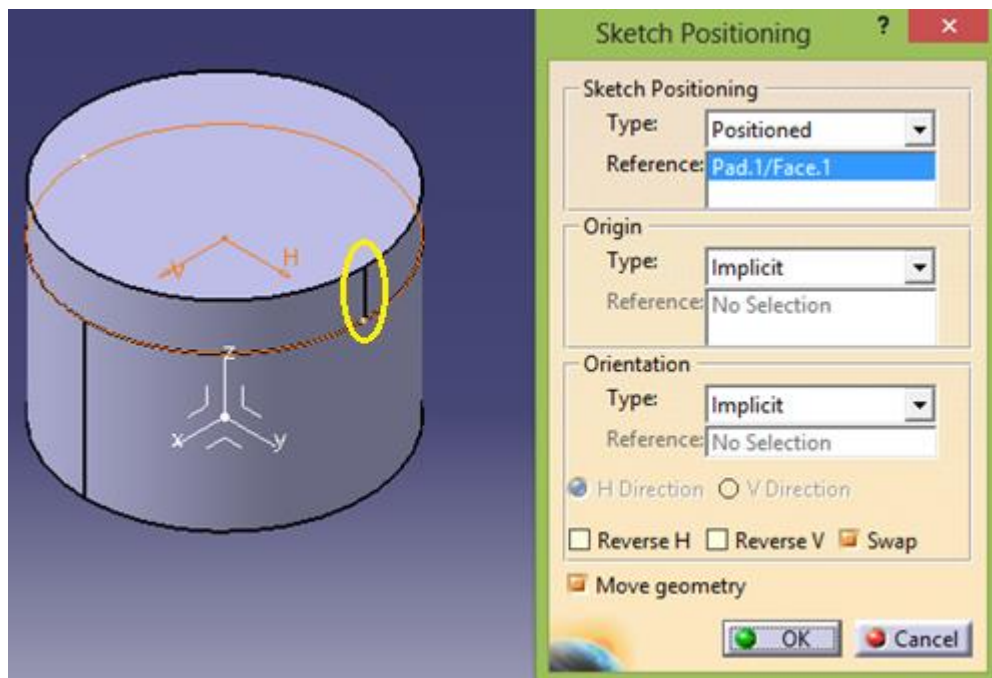


Figura 4.51. Creación del segundo “pad” del cilindro.

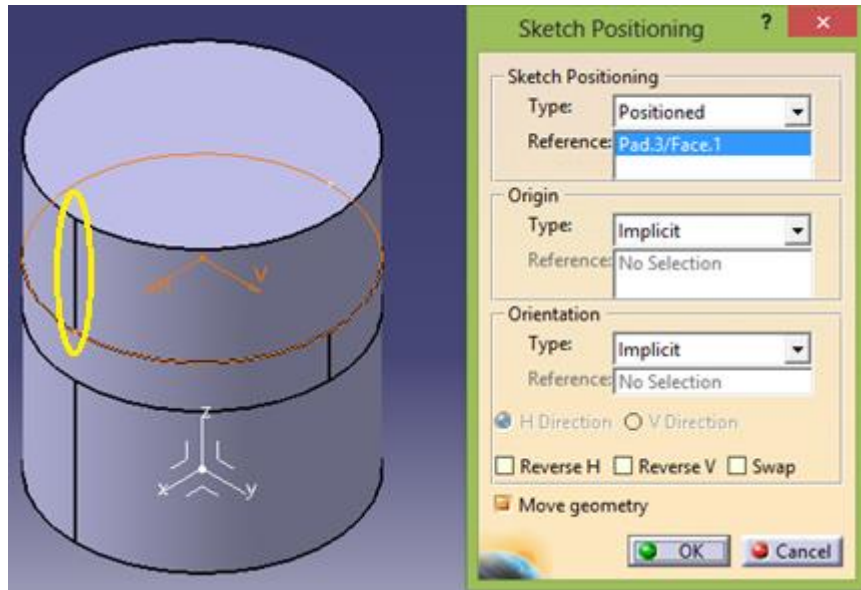


Figura 4.52. Creación del tercer “pad” del cilindro.

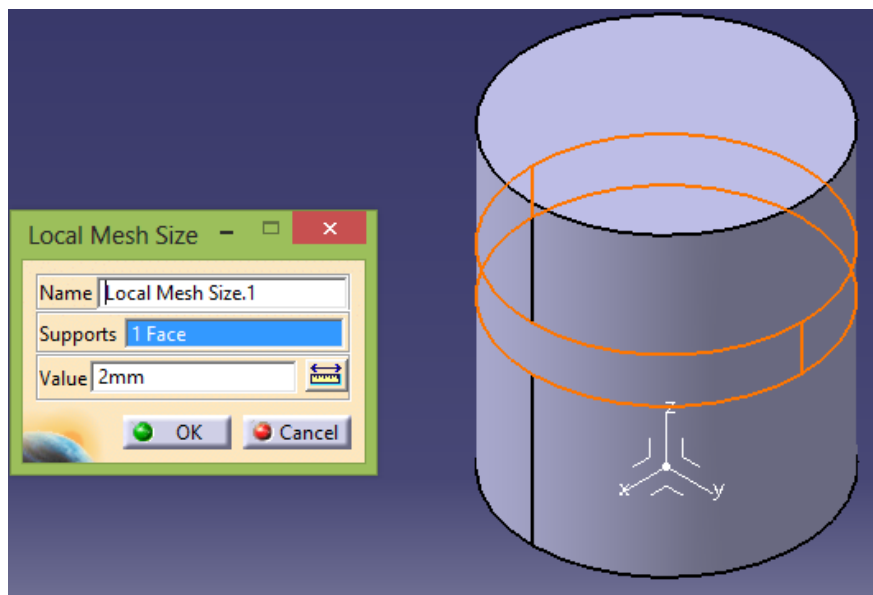


Figura 4.53. Selección de la superficie para el mallado local.

- Otra opción podría ser crear esa zona determinada en un nuevo “body” y luego insertarlo con la herramienta “Assemble” al “part” principal, y posteriormente seguir diseñando la pieza (así no existen tantos “pad” dentro de un mismo “body”, y si se quisiera se le podría aplicar otro material a esa zona diferente del resto de la pieza).

En la pieza del apartado 5 se incluirá la realización de la malla local para ver los resultados de aplicarla.

#### 4.10. Visualización del mallado

Siempre que se malle por primera vez una pieza, es recomendable comprobar que la malla esté bien conectada en los puntos donde existen discontinuidades. También es importante una vez que se realiza un mallado local visualizar la malla, para así ver que efectivamente lo ha hecho en la zona que se quería y no en toda la superficie.

Para ver la malla hay que pinchar con el botón izquierdo del ratón sobre “Nodes and Elements” en el árbol de operaciones y posteriormente seleccionar “Mesh Visualization” (Figura 4.54):

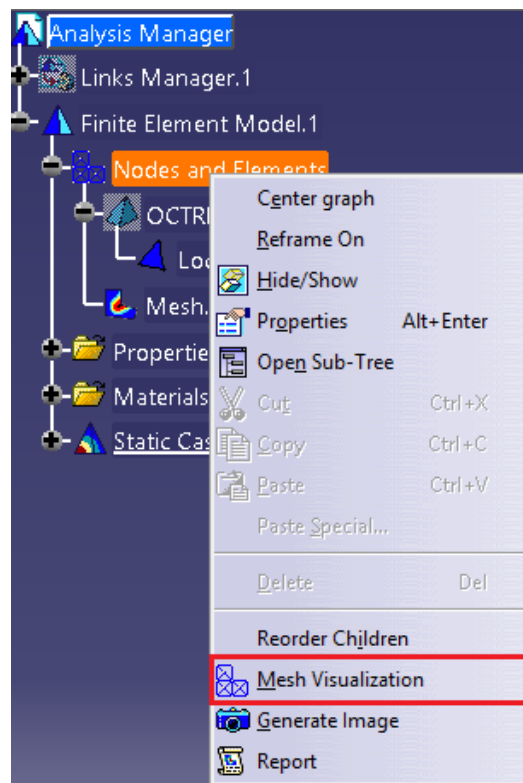


Figura 4.54. Visualización de la malla.

A continuación hay que cambiar el modo de visualización del cuerpo para que se muestre el mallado. En la barra de herramientas “View” en la herramienta “Shading” hay que seleccionar la opción de visualización “Shading with Edges and Hidden Edges” (Figura 4.55). A continuación ya aparece la pieza con el mallado correspondiente (Figura 4.56):



Figura 4.55. Modo de visualización.

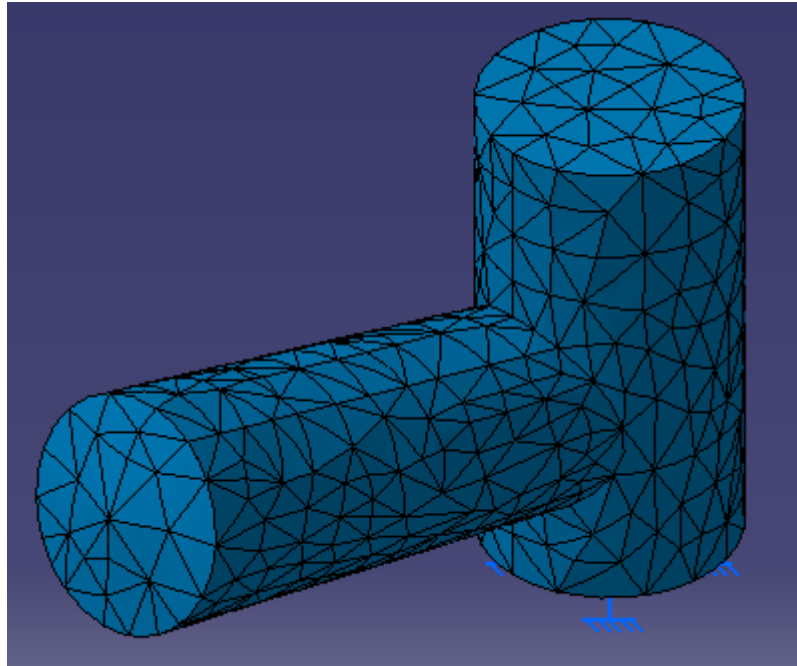


Figura 4.56. Visualización de la malla.



**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

## 5. Palanca empotrada de acero

### 5.1. Pieza a realizar

La pieza mostrada en la Figura 5.1 es una palanca empotrada que tiene una fuerza aplicada en el extremo D con valor  $F=1920.21$  N. El material del que está fabricada es acero AISI 1030 forjado y tratado térmicamente, templado y revenido a  $425^{\circ}\text{C}$ . Su límite de fluencia es  $S_y=579$  MPa.

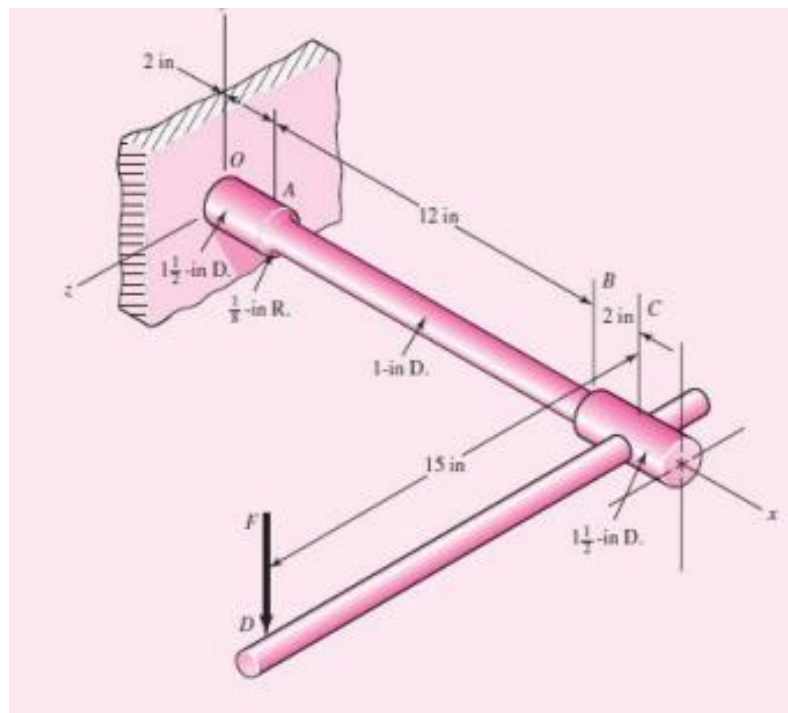


Figura 5.1. Palanca empotrada de acero.

Las características del material empleado en la simulación son (Figura 5.2):

<b>Material</b>	Steel
<b>Young's modulus</b>	2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	5,79e+008N_m2

Figura 5.2. Características del acero empleado.



## 5.2. Análisis previo de la pieza

### 5.2.1. Comportamiento y puntos de fallo

La pieza realizada con CATIA se muestra en la Figura 5.3:

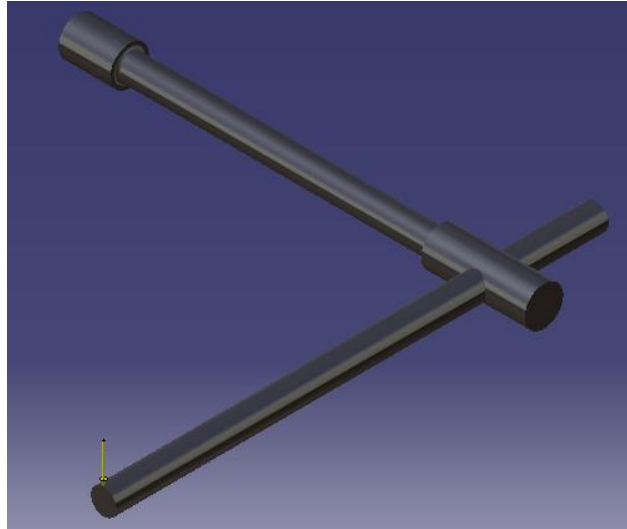


Figura 5.3. Palanca empotrada realizada con CATIA.

Como se mencionó en la introducción de este trabajo, es muy importante comprender cómo se tiene que comportar la pieza para saber si las condiciones de frontera y la malla que se ha utilizado es la correcta.

- Primero se analizarán los posibles puntos de fallo de la pieza. Esto ya se definió anteriormente en el apartado 2.2.4.1 de este trabajo.
  - Las secciones A y B tienen cambios de sección por tanto serán puntos candidatos a fallar.
  - En el empotramiento se produce el mayor momento flector, por tanto es otro punto candidato a fallar.

Entre las secciones A y B, si la pieza fallara lo haría por la sección A dado que tiene el mismo cambio de sección que la sección B, pero en cambio tiene mayor momento debido a que está más alejada del punto de aplicación de la fuerza F.

Entre la sección A y el empotramiento, la pieza fallará por la sección A dado que aunque en el empotramiento el momento flector es un poco mayor que en A, en A existe un cambio de sección que produce una concentración de tensiones muy elevada en esa sección. Tendría que haber una gran diferencia entre los momentos flectores que soportan ambas secciones para que fallase en el empotramiento.

Conclusión: Si la pieza fallase lo haría por la sección A.



- En cuanto a la concentración de tensiones en la pieza, como se ha analizado en el punto anterior, las mayores concentraciones de tensiones se tendrán que dar en las secciones A y B, y en el punto de aplicación de la fuerza  $F$  será muy pequeña (dado que en ese punto la pieza no soporta momento y tampoco tiene cambio de sección).
- Dado que la fuerza aplicada es perpendicular al plano  $xy$ , la flexión de la pieza sólo se podrá producir en los planos  $xz$  e  $yz$ . También se generará un esfuerzo de torsión en la barra  $OC$ .
- El mayor desplazamiento se producirá en el punto de aplicación de la fuerza  $F$  dado que es un voladizo.

### 5.2.2. Condiciones de frontera

Una vez analizado el comportamiento de la pieza, se procederá a analizar cuáles tienen que ser las condiciones de frontera. En este caso es sencillo dado que la barra  $OC$  está empotrada (Figura 5.4):

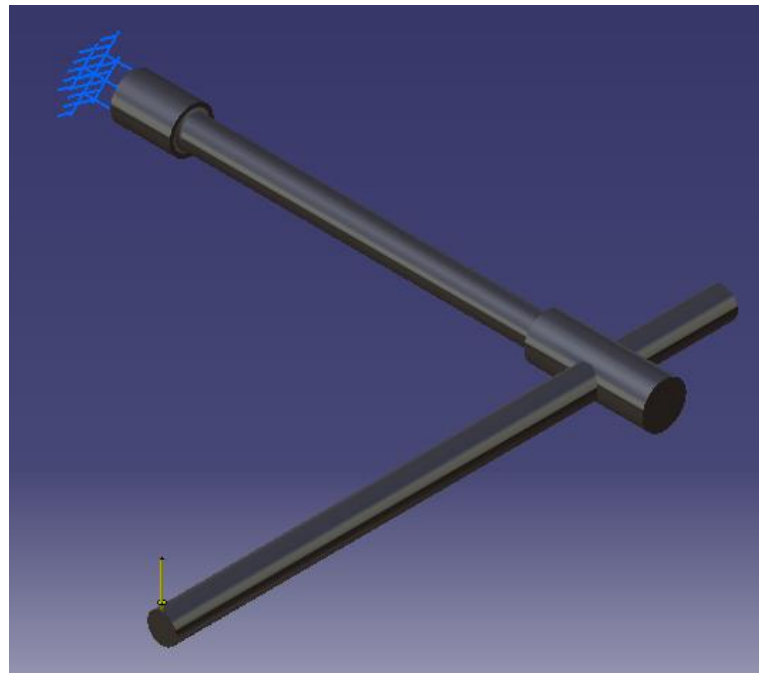


Figura 5.4. Condiciones de frontera.

### 5.3. Estudio de la pieza “caso teórico”

#### 5.3.1. Malla empleada

Como se explicó en el apartado 2.2.4.2 de este trabajo, si no se tiene en cuenta la concentración de tensiones hay que emplear una malla lineal.

La malla global lineal a utilizar en este caso se muestra en la Figura 5.5:

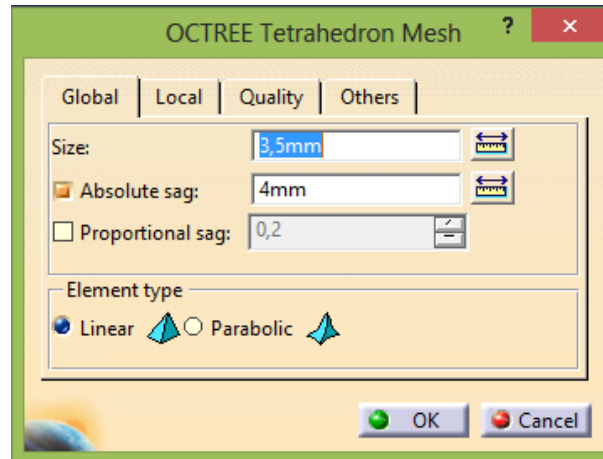


Figura 5.5. Dimensionamiento de la malla global lineal.

La zona que da problemas a la hora de obtener los resultados en la simulación es la parte de abajo del redondeo de la sección A, por tanto se aplicará un mallado local sólo a esa zona. Hay que tener en cuenta que al aplicar un mallado local, se modifican los resultados obtenidos en el análisis de CATIA, por tanto habrá que modificar también el tamaño de la malla global para obtener los resultados que se quieren.

La nueva malla global lineal empleada se muestra en la Figura 5.6:

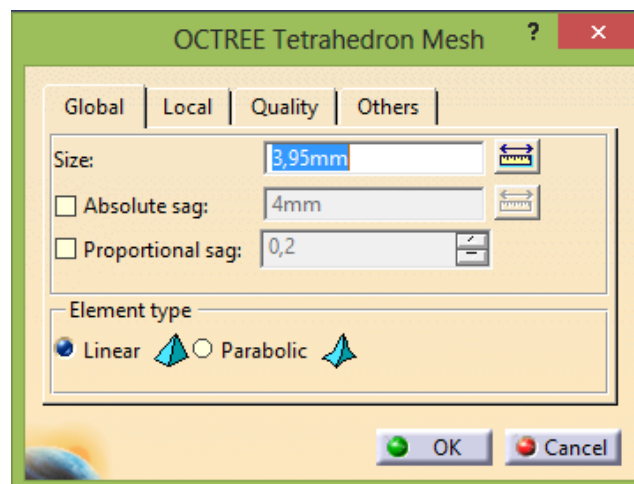


Figura 5.6. Dimensionamiento de la nueva malla global lineal.

La malla local lineal empleada se muestra en la Figura 5.7:

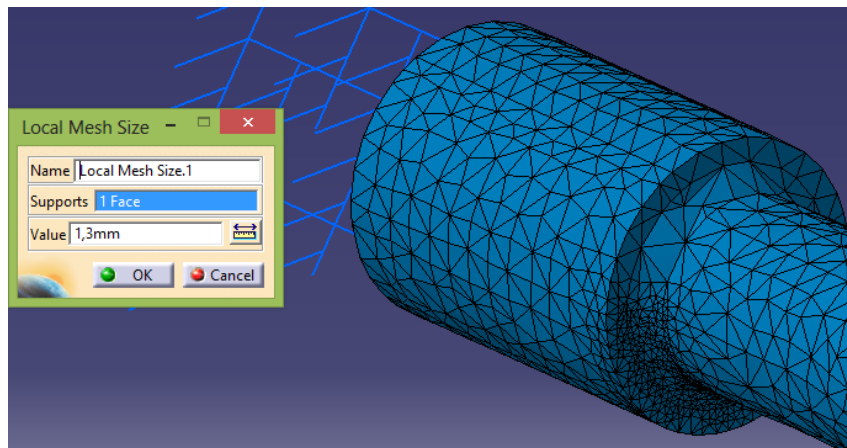


Figura 5.7. Dimensionamiento de la malla local lineal.

Como se puede ver en la Figura 5.7, el programa ha mallado de forma diferente sólo la zona en la que se quería aplicar un mallado local más preciso (el tamaño medio de los tetraedros lineales ha pasado de 3.95 mm, que era el tamaño global, a 1.3 mm en esa zona).

### 5.3.2. Estimación del error

Como se expuso en el apartado 4.8.1 de este trabajo, es muy importante analizar primero el error que se ha cometido en la simulación para saber si los resultados obtenidos se asemejan a la realidad.

- Sin malla local

El error local que CATIA ha cometido en el cálculo se muestra en las Figuras 5.8 y 5.9:

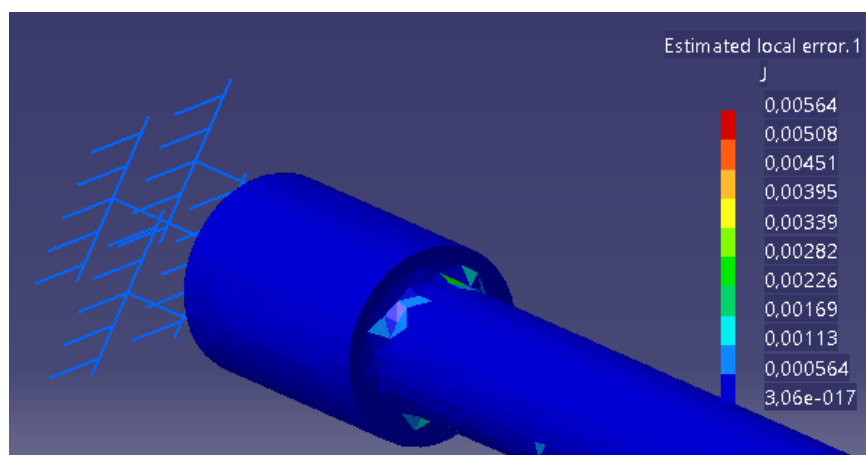


Figura 5.8. Error local cometido (visual).

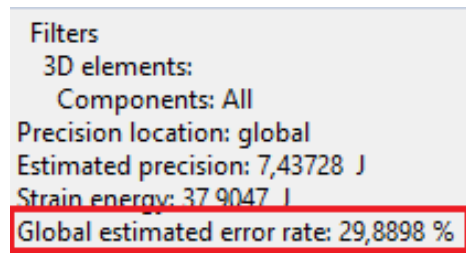


Figura 5.9. Porcentaje de error obtenido.

- Con malla local

El error local que CATIA ha cometido en el cálculo se muestra en las Figuras 5.10 y 5.11:

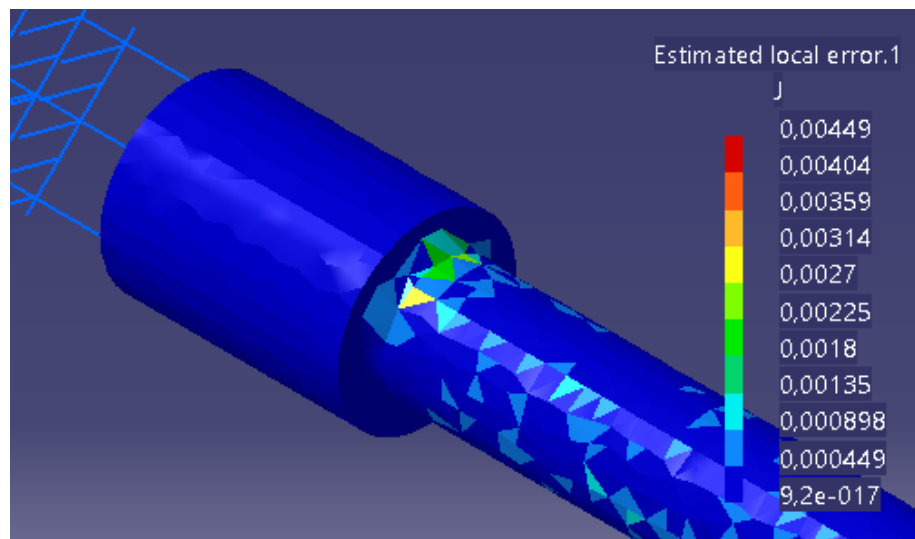


Figura 5.10. Error local cometido (visual).

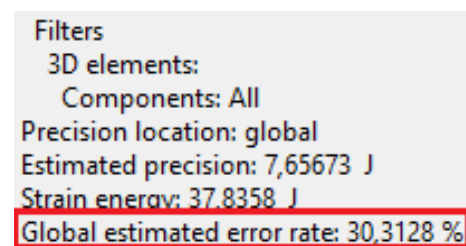


Figura 5.11. Porcentaje de error obtenido.

Como se puede observar el porcentaje de error en ambos casos es  $> 20\%$ . Esto es debido a que la malla empleada es lineal y esto conlleva una menor precisión. En este caso no hay que refinar la malla porque esta malla es la que aporta el valor de las tensiones principales calculadas teóricamente.

También se puede ver que el error ha aumentado un poco al realizar el mallado local. Esto es debido a que ha habido que hacer más grandes los tetraedros globales de la pieza (de 3.5 mm a 3.95 mm) para compensar la disminución de tamaño que se ha producido en la zona del mallado local, y esto conlleva a un error en el resto de la pieza más elevado (dado que a mayor tamaño de tetraedros mayor es el error).

### 5.3.3. Deformaciones

Las deformaciones que experimenta la pieza a causa de la fuerza externa aplicada se muestran en las Figuras 5.12, 5.13 y 5.14:



Figura 5.12. Deformación vista en alzado.



Figura 5.13. Deformación vista perfil derecho.

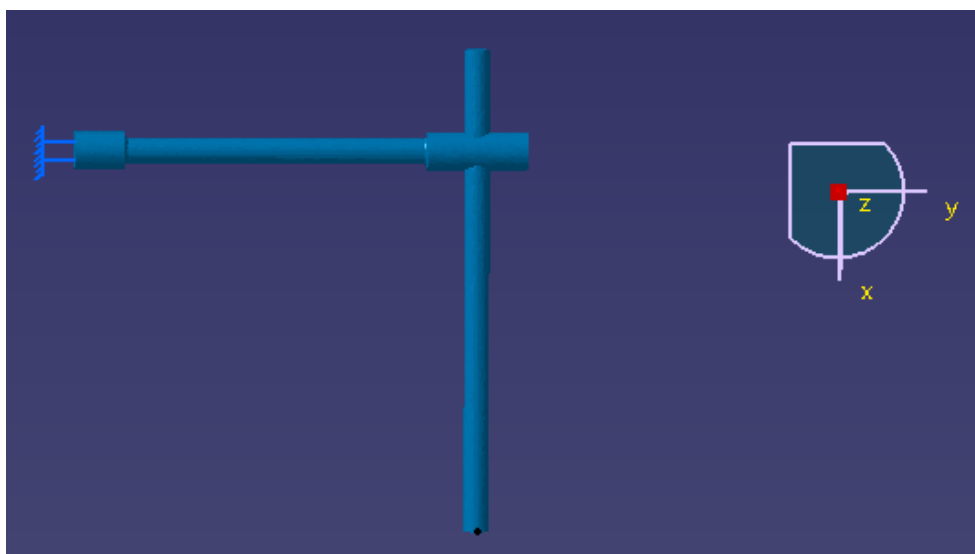


Figura 5.14. Deformación vista en planta.

Como se puede observar, la pieza sólo sufre flexión en los planos zx y zy.

La deformación que se aprecia visualmente es la misma tanto sin el mallado local como si se incluye el mallado local.

#### 5.3.4. Desplazamientos

- Sin malla local

En la Figura 5.15 se puede ver cómo en el empotramiento el desplazamiento es nulo y en el punto de aplicación de la fuerza el desplazamiento es máximo (Figura 5.16):

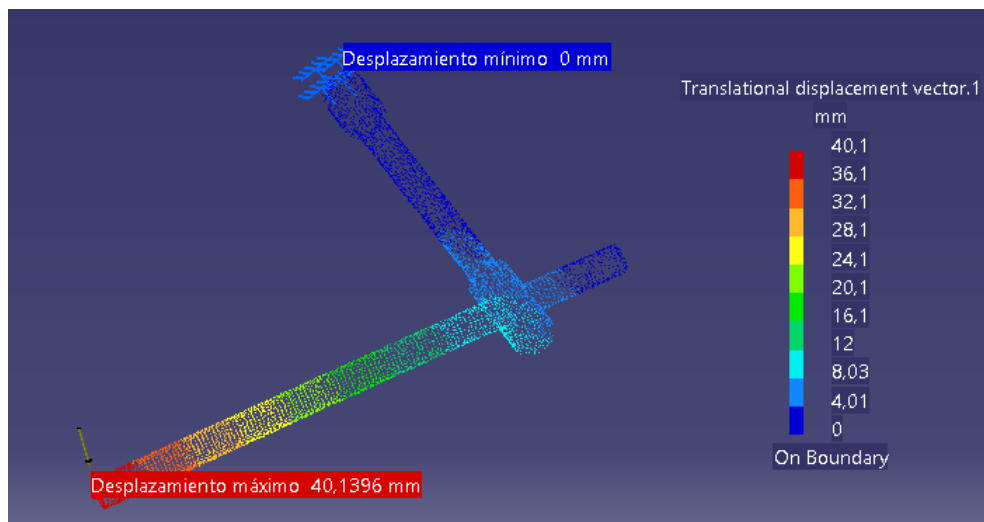


Figura 5.15. Desplazamientos en la palanca empotrada.

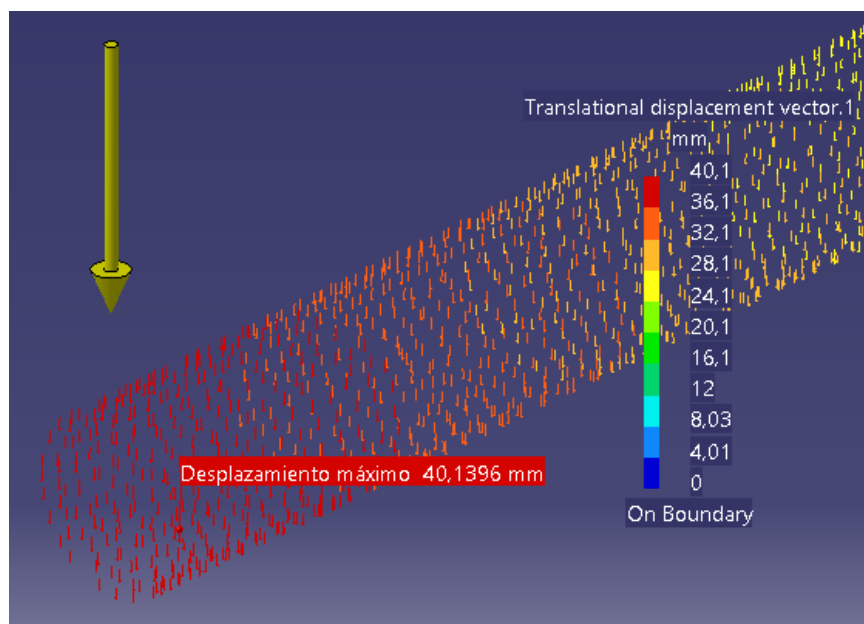


Figura 5.16. Desplazamiento máximo en la palanca empotrada.

- Con malla local

Los desplazamientos producidos en la pieza al aplicarla el mallado local se muestran en las Figuras 5.17 y 5.18:

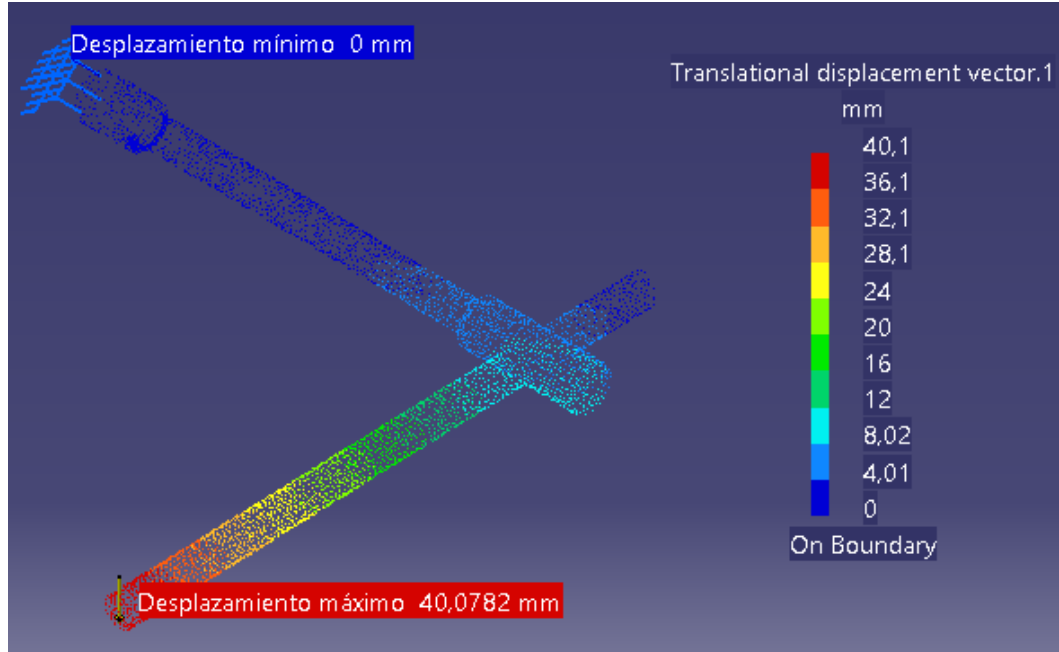


Figura 5.17. Desplazamientos en la palanca empotrada.

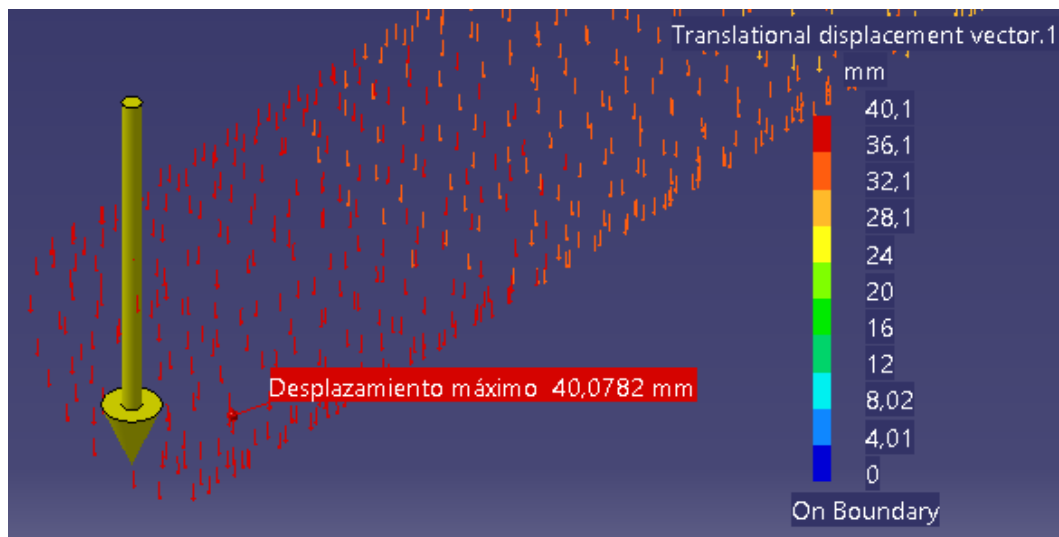


Figura 5.18. Desplazamiento máximo en la palanca empotrada.

Como se puede observar en las imágenes, los desplazamientos que sufre la pieza tanto con mallado local como sin él son prácticamente iguales.

### 5.3.5. Tensiones principales

Al mostrar los valores de las tensiones principales  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ , CATIA muestra con valores positivos los esfuerzos de tracción y con valores negativos los esfuerzos de compresión.

A continuación, para buscar los valores obtenidos con el cálculo teórico de  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  habrá que razonar dónde se van a producir, para así saber que la simulación es correcta.

Primero se van a calcular teóricamente los valores de  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  con las ecuaciones vistas anteriormente en el apartado 2.2.4.

Aplicando la Ecuación 4 se obtiene el valor de la tensión de flexión ( $\sigma_{xf}$ ), y la tensión de torsión ( $\tau_{xy}$ ) se obtiene aplicando la Ecuación 7 en la sección crítica A que se quiere estudiar:

$$\sigma_{xf} = 4.24 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$\tau_{xy} = 2.27 * 10^8 \text{ Pa}$$

Los valores de las tensiones principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  se obtienen aplicando la Ecuación 3:

$$\sigma_1 = 5.22 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = -9.8 * 10^7 \text{ Pa}$$

- Tensión principal  $\sigma_1$

Viendo el valor de  $\sigma_1$  obtenido con el cálculo teórico, se puede observar que tiene signo positivo. Esto indica que es un esfuerzo de tracción, por lo tanto en la simulación de nuestra pieza habrá que buscar el valor de  $\sigma_1$  en la cara de arriba de la sección A, dado que viendo las deformaciones de la pieza (vistas en el apartado 5.3.3) se observa cómo la cara de arriba de la sección A está trabajando a tracción y la de cara de abajo a compresión.

- Sin malla local

La tensión principal  $\sigma_1$  obtenida con CATIA se ve en las Figuras 5.19 y 5.20:



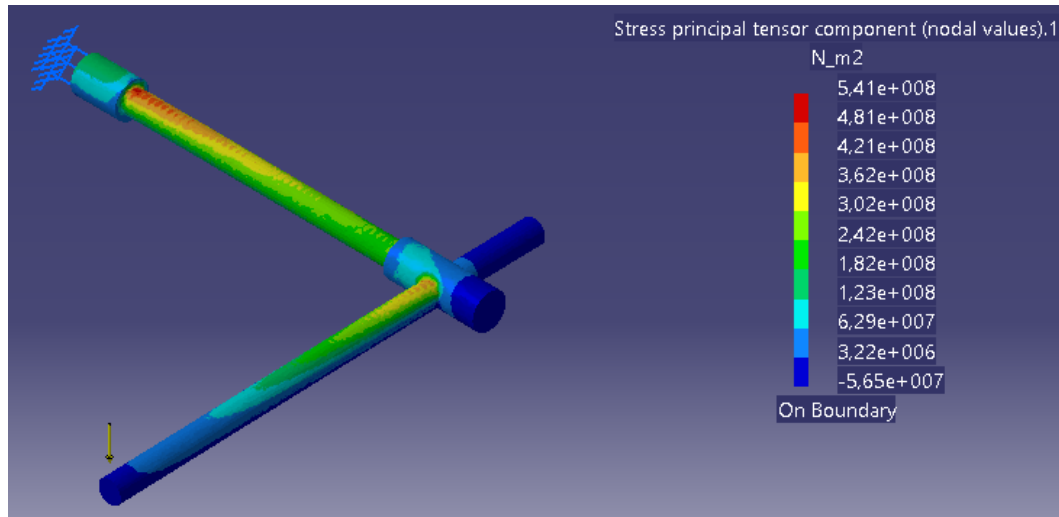


Figura 5.19. Tensión principal  $\sigma_1$  en toda la pieza.

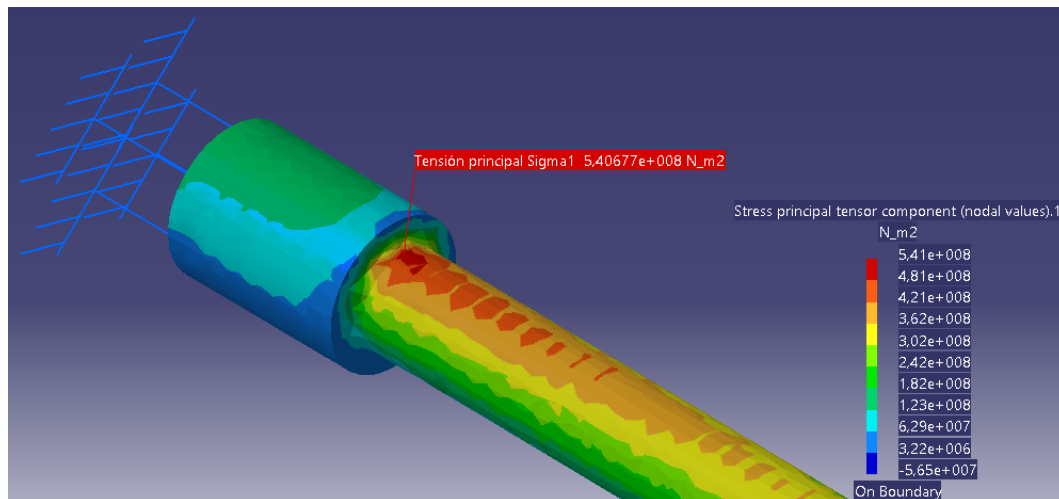
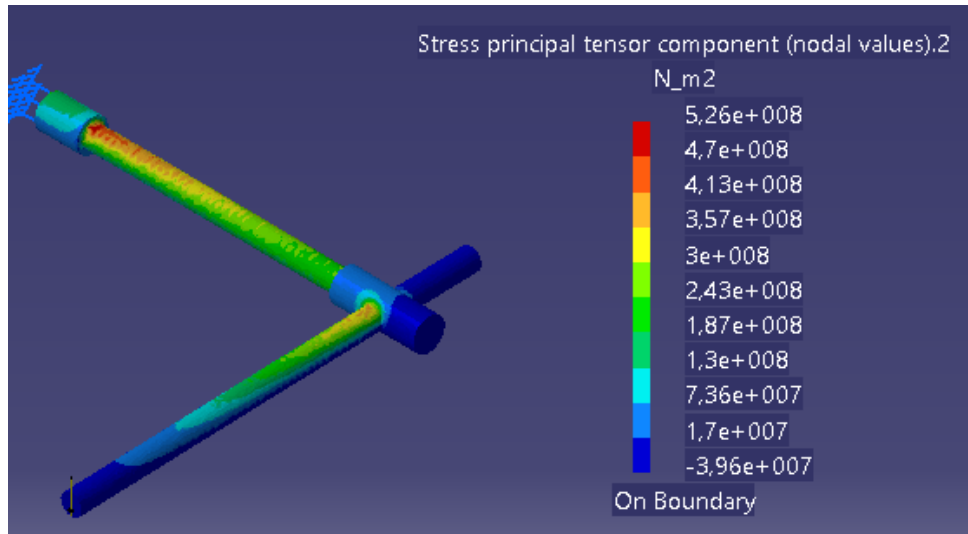
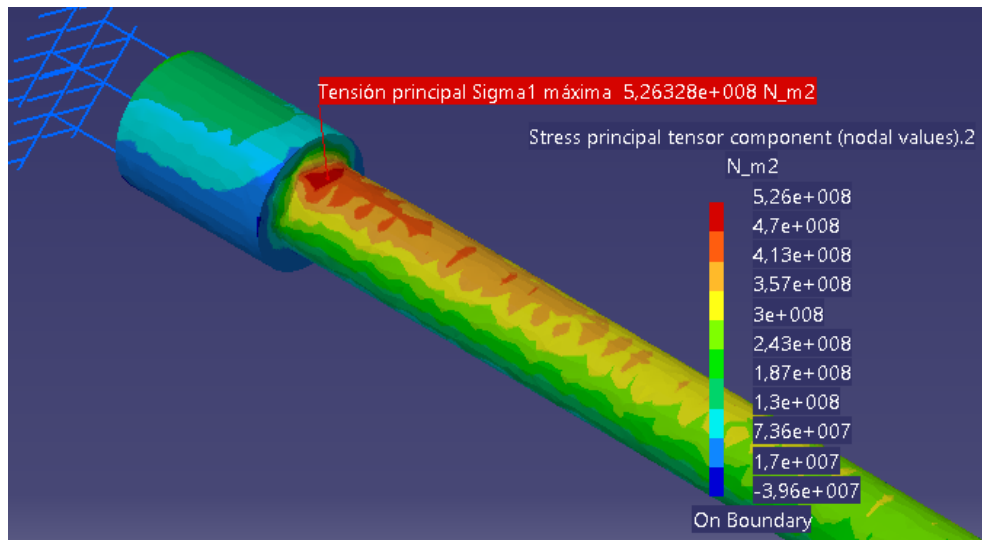


Figura 5.20. Tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A.

Como se puede observar en la Figura 5.20, se corrobora lo analizado anteriormente y el valor máximo de la tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A se da en la cara de arriba. El valor obtenido con CATIA (sin aplicar la malla local) es  $\sigma_1 = 5.41 \cdot 10^8$  Pa, que es prácticamente igual que el valor de  $\sigma_1 = 5.22 \cdot 10^8$  Pa que se calculó teóricamente.

- Con malla local

La tensión principal  $\sigma_1$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 5.21 y 5.22:

Figura 5.21. Tensión principal  $\sigma_1$  en toda la pieza.Figura 5.22. Tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A.

Como se puede observar en la Figura 5.22, nuevamente el valor máximo de la tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A se da en la cara de arriba. El valor obtenido con CATIA (aplicando la malla local) es  $\sigma_1 = 5.26 \cdot 10^8$  Pa, que es prácticamente igual que el valor de  $\sigma_1 = 5.22 \cdot 10^8$  Pa que se calculó teóricamente.

Como se ha podido comprobar, al aplicar la malla local se consigue aproximar más el valor que proporciona CATIA al teórico.

- Tensión principal  $\sigma_2$

A continuación se calculará el valor de la tensión principal  $\sigma_2$ . Ahora el valor de la tensión principal  $\sigma_2$  calculado teóricamente tiene signo negativo, esto

quiere decir que es un esfuerzo de compresión. Viendo las deformaciones de la pieza, se puede observar que en la sección A la zona a compresión es la cara de abajo, por lo tanto ahí es donde habrá que buscar ese valor de  $\sigma_2$ .

- Sin malla local

La tensión principal  $\sigma_2$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 5.23, 5.24 y 5.25. En la Figura 5.25 se puede ver cómo en la cara de debajo de la sección A los valores son de compresión, pero en este caso el valor de  $\sigma_2 = -5.83 \cdot 10^7$  Pa dista bastante del valor calculado teóricamente  $\sigma_2 = -9.8 \cdot 10^7$  Pa.

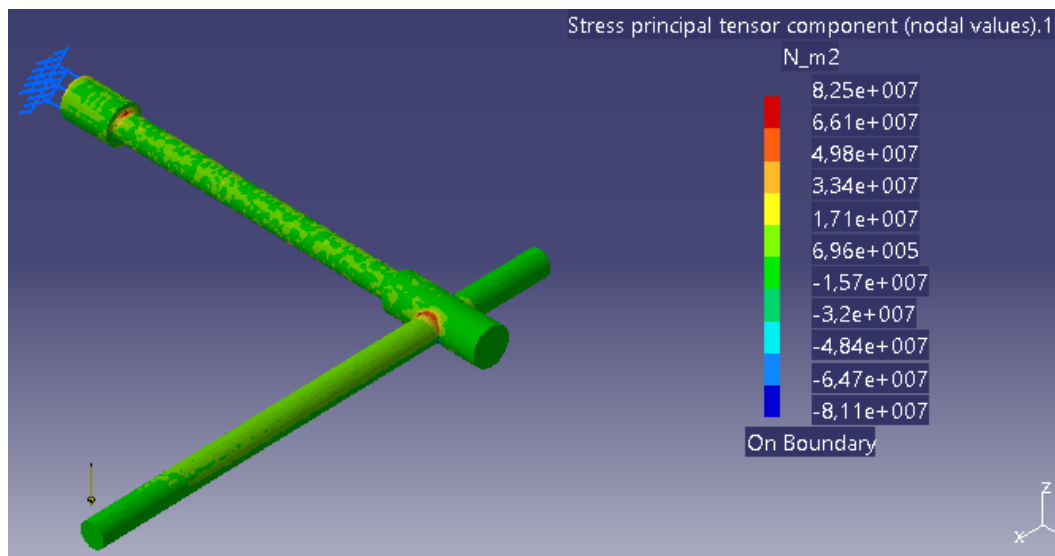


Figura 5.23. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte superior de la pieza.

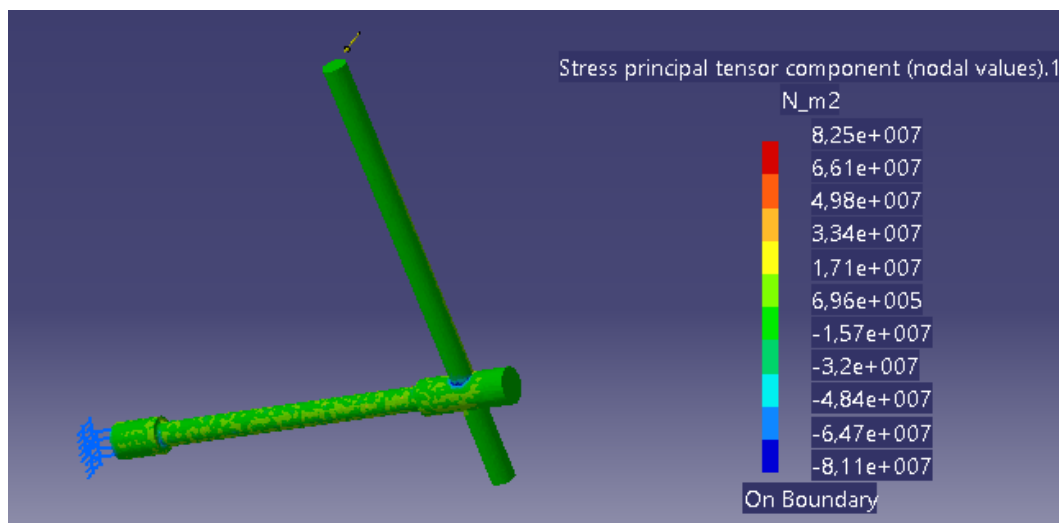


Figura 5.24. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte inferior de la pieza.

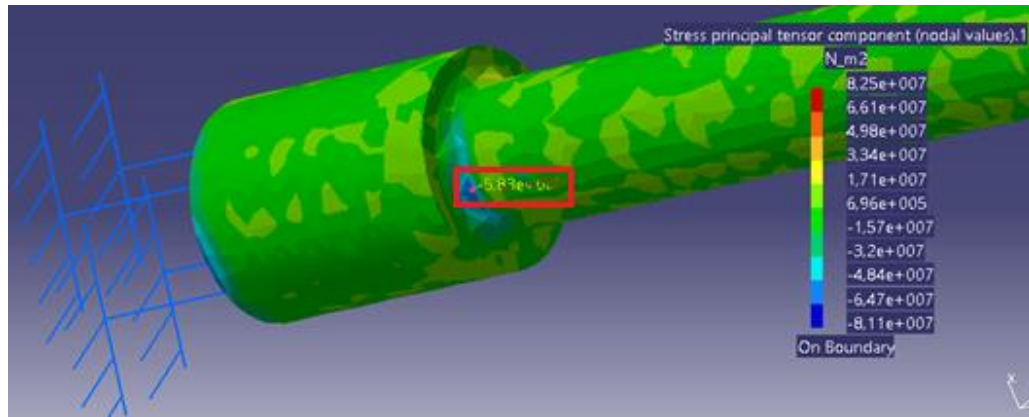


Figura 5.25. Tensión principal  $\sigma_2$  en la cara inferior de la sección A.

➤ Con malla local

La tensión principal  $\sigma_2$  obtenida con CATIA al aplicar la malla local se muestra en las Figuras 5.26, 5.27 y 5.28:

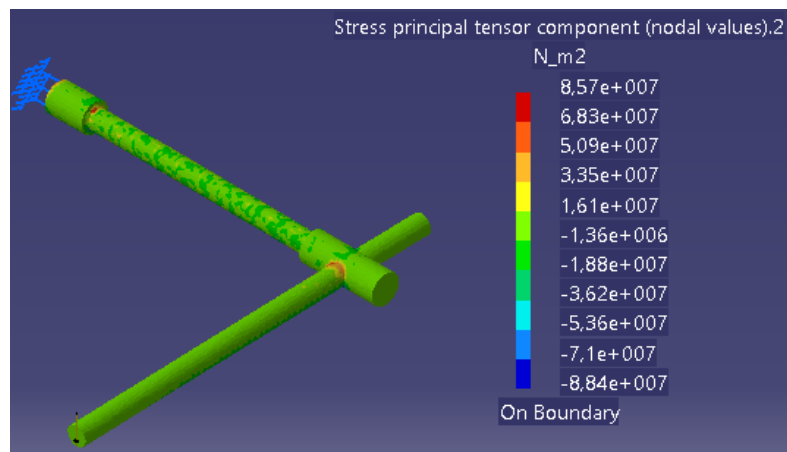


Figura 5.26. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte superior de la pieza.

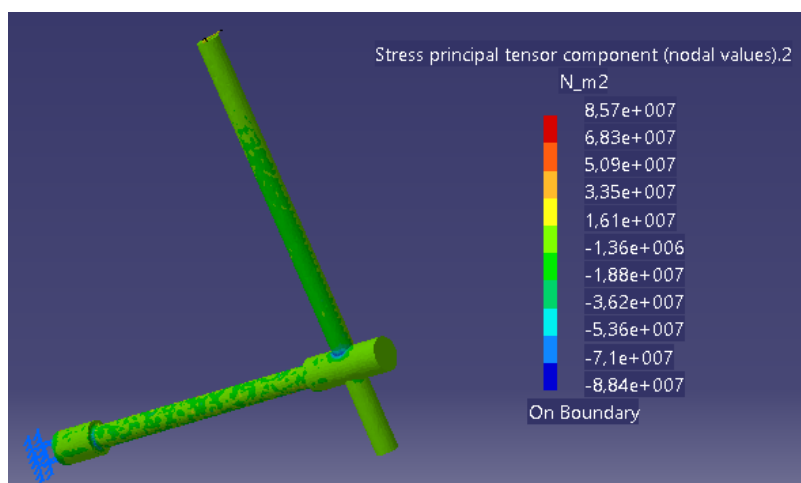


Figura 5.27. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte inferior de la pieza.

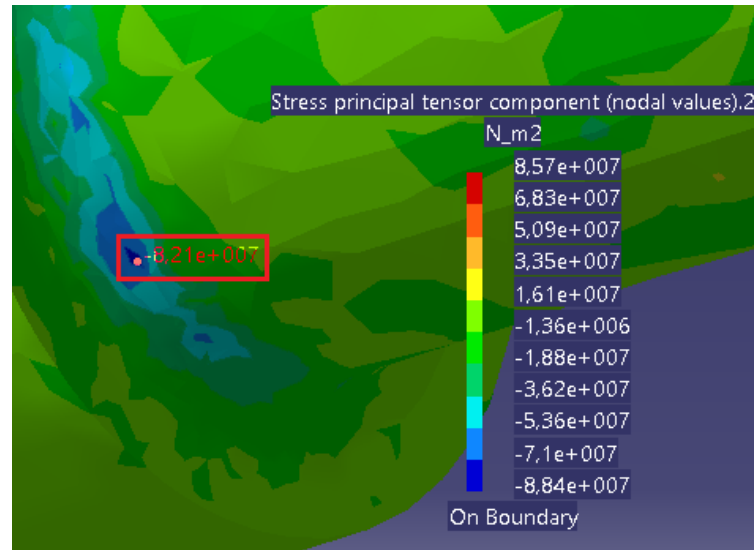


Figura 5.28. Tensión principal  $\sigma_2$  en la cara inferior de la sección A.

El esfuerzo de compresión en este caso es  $\sigma_2 = -8.21 \cdot 10^7$  Pa, que dista todavía del valor teórico  $\sigma_2 = -9.8 \cdot 10^7$  Pa.

Se puede observar que al aplicar el mallado local se ha conseguido mejorar los valores obtenidos ( $\sigma_1$  y  $\sigma_2$ ) en la simulación, asemejándose más al valor real, pero sin embargo el valor de  $\sigma_1$  que se ha obtenido al aplicar la malla local es muy diferente en la zona de compresión al mismo punto situado simétricamente en la zona de tracción ( $\sigma_1 = 5.26 \cdot 10^8$  Pa en la zona de tracción, y en la de compresión como mínimo en cualquier punto de la pieza es  $\sigma_1 = -3.96 \cdot 10^7$  Pa), lo cuál no puede ser dado que al estar comparando un punto con su simétrico, los valores tienen que ser iguales para que la pieza esté en equilibrio. Por esta última razón, en las piezas de los apartados 6 y 7 de este TFG no se aplicará el mallado local (en el caso de la pieza del apartado 7 el mallado local aporta valores casi idénticos que si no se aplica).

## 5.3.6. Tensión de Von Mises

- Sin malla local

La tensión de Von Mises en las diferentes zonas de la pieza se muestra en las Figuras 5.29 y 5.30:

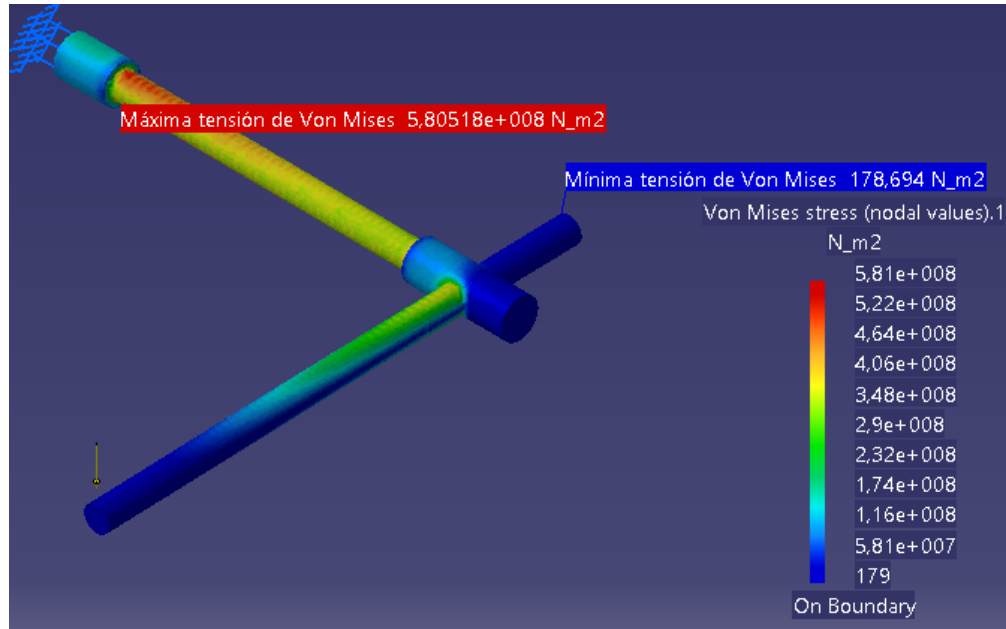


Figura 5.29. Tensión de Von Mises en toda la pieza.

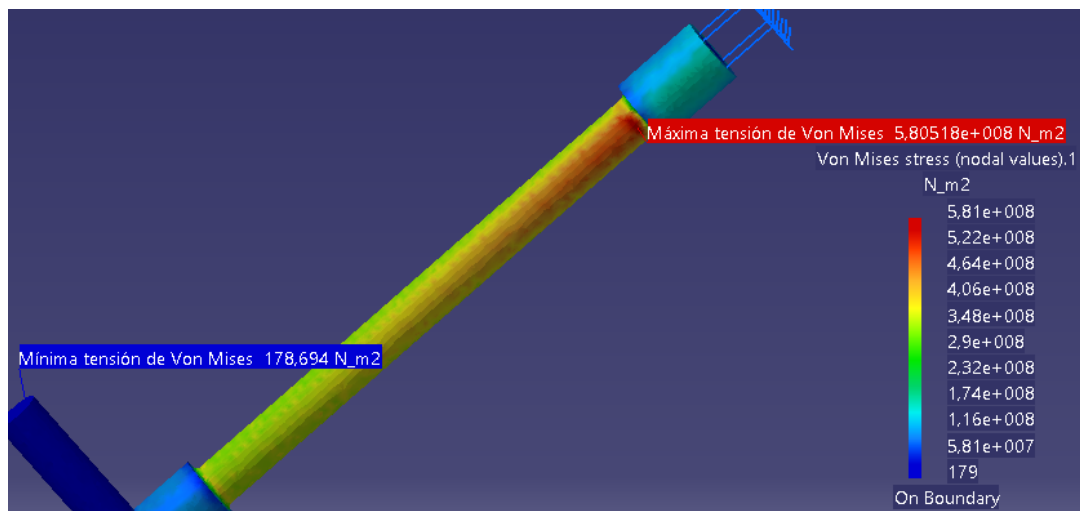


Figura 5.30. Valor máximo de la tensión de Von Mises.

Se puede observar cómo la máxima tensión de Von Mises se alcanza en la sección A ( $\sigma=5.81 \cdot 10^8$  Pa), cómo en la sección B esta tensión es muy elevada pero inferior a la de la sección A, y cómo en el punto de aplicación de la fuerza la concentración de tensiones es muy pequeña.

En este caso la pieza fallaría por la sección A, dado que la tensión de Von Mises a la que está sometida supera el límite de fluencia del material ( $581 \text{ MPa} > 579 \text{ MPa}$ ).

En la Figura 5.31 se puede observar el cuadro de información que ofrece CATIA para poder comparar la tensión máxima de Von Mises con el límite de fluencia del material con el que está construida la pieza.

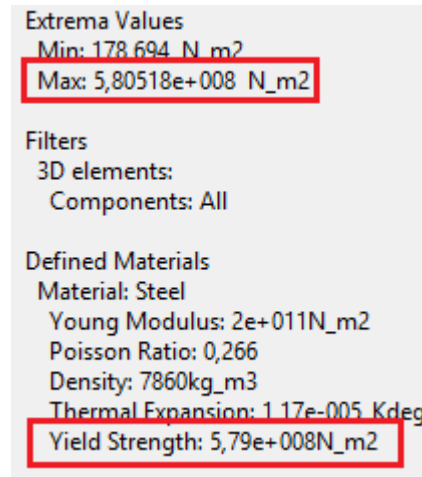


Figura 5.31. Cuadro de diálogo de la tensión de Von Mises.

- Con malla local

La tensión de Von Mises en las diferentes zonas de la pieza se muestra en las Figuras 5.32 y 5.33:

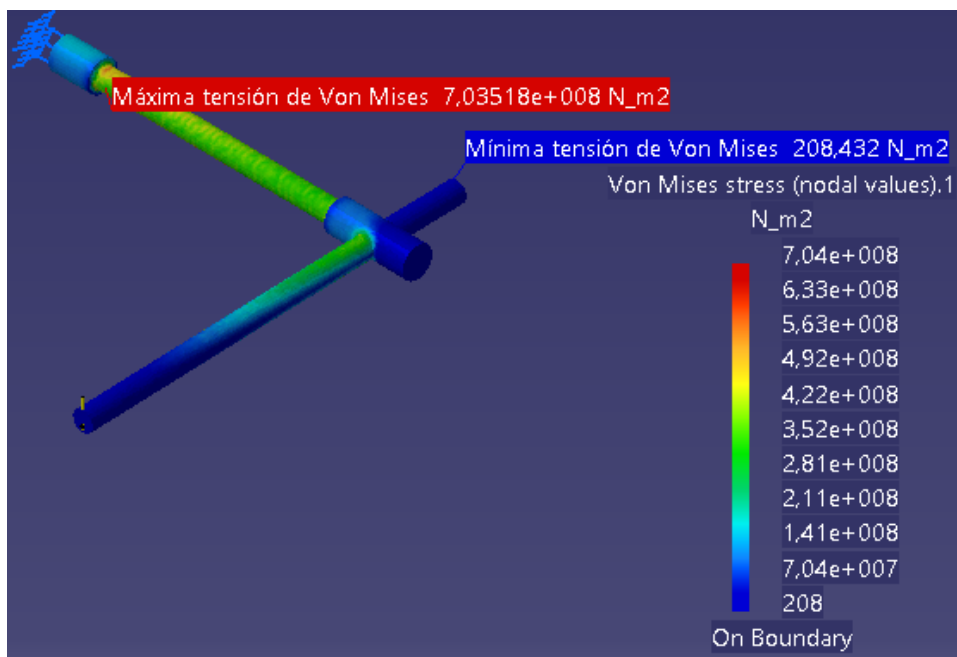


Figura 5.32. Tensión de Von Mises en toda la pieza.

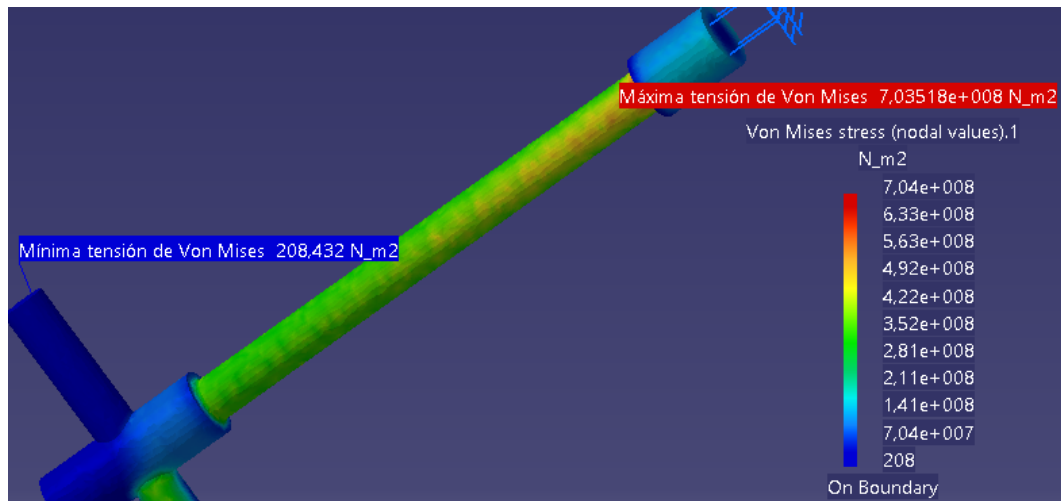


Figura 5.33. Valor máximo de la tensión de Von Mises.

En este caso, la tensión de Von Mises es mucho mayor que el límite de fluencia ( $704 \text{ MPa} > 579 \text{ MPa}$ ), por lo tanto la pieza fallará en esa sección.

En la Figura 5.34 se muestra la comparación de la tensión de Von Mises con el límite de fluencia del material:

Extrema Values	
Min:	208.432 N_m2
Max:	7,03518e+008 N_m2
Filters	
3D elements:	
Components:	All
Defined Materials	
Material:	Steel
Young Modulus:	2e+011N_m2
Poisson Ratio:	0,266
Density:	7860kg_m3
Thermal Expansion:	1,17e-005_Kdeg
Yield Strength:	5,79e+008N_m2

Figura 5.34. Cuadro de diálogo de la tensión de Von Mises.

El hecho de que haya aumentado tanto la tensión de Von Mises al aplicar la malla local se debe a que en la zona local este mallado ha sido de menor tamaño, y en general en CATIA cuanto más pequeño es el mallado, se obtienen mayores valores de tensiones en la simulación, pero ha habido que reducir el valor de esta malla para que así se aproximen los valores obtenidos con CATIA a los valores obtenidos teóricamente.



## 5.3.7. Equilibrio de la pieza

En este apartado se mostrarán las reacciones producidas en el empotramiento para compensar los esfuerzos aplicados en la pieza. Ahora no se hará distinción entre si se aplica o no el mallado local, porque los resultados que se obtienen son prácticamente idénticos.

El procedimiento para obtener estas reacciones viene explicado en las páginas 154 y 155 de [9].

Las reacciones obtenidas se muestran en las Figuras 5.35 y 5.36:

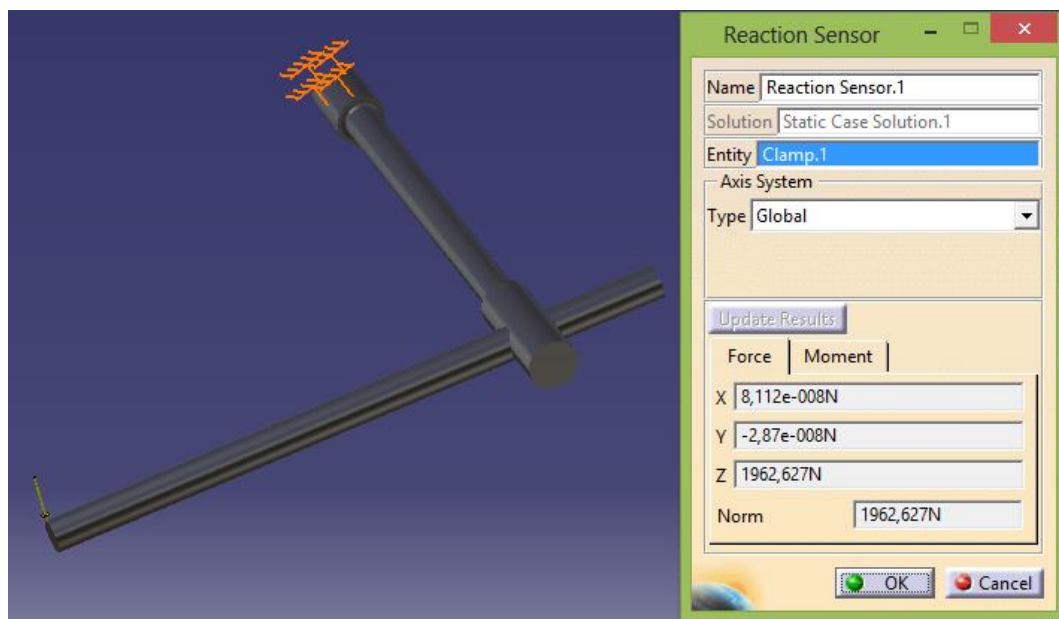


Figura 5.35. Fuerzas de reacción en el empotramiento.

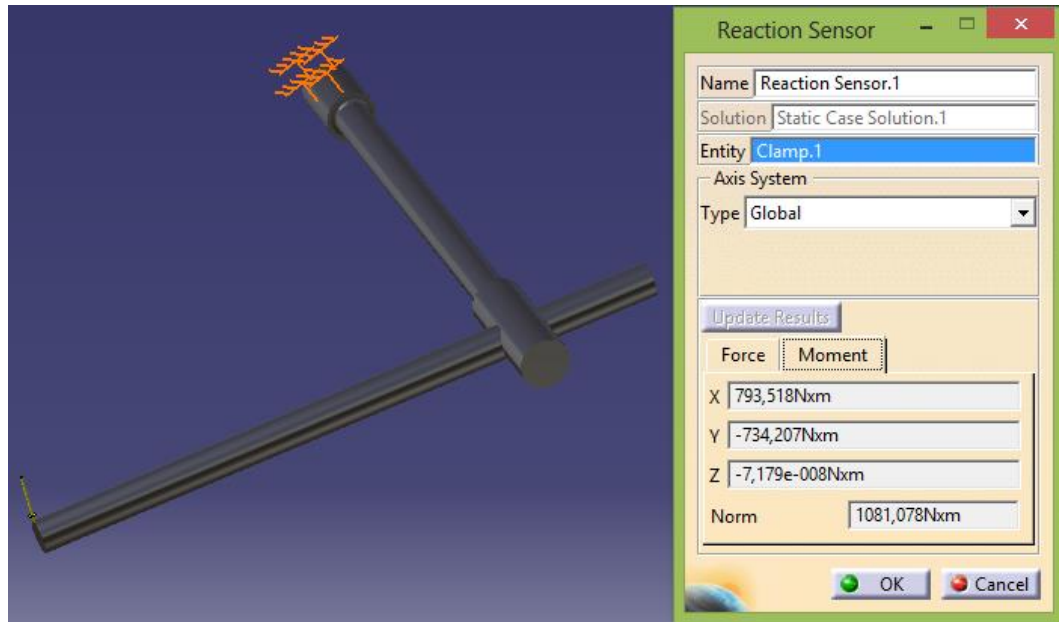


Figura 5.36. Momentos que se generan en el empotramiento.

Como se puede observar, la reacción vertical en el empotramiento es  $F_z=1962.627$  N, que es diferente de la fuerza aplicada en el extremo de la palanca  $F=1920.21$  N. Esto es debido a que la simulación de esta pieza ha sido realizada teniendo en cuenta el peso de la pieza (dado que se asemeja más a la realidad). Si se elimina la acción de la gravedad, el resultado es  $F_z=1920.21$  N (Figura 5.37):

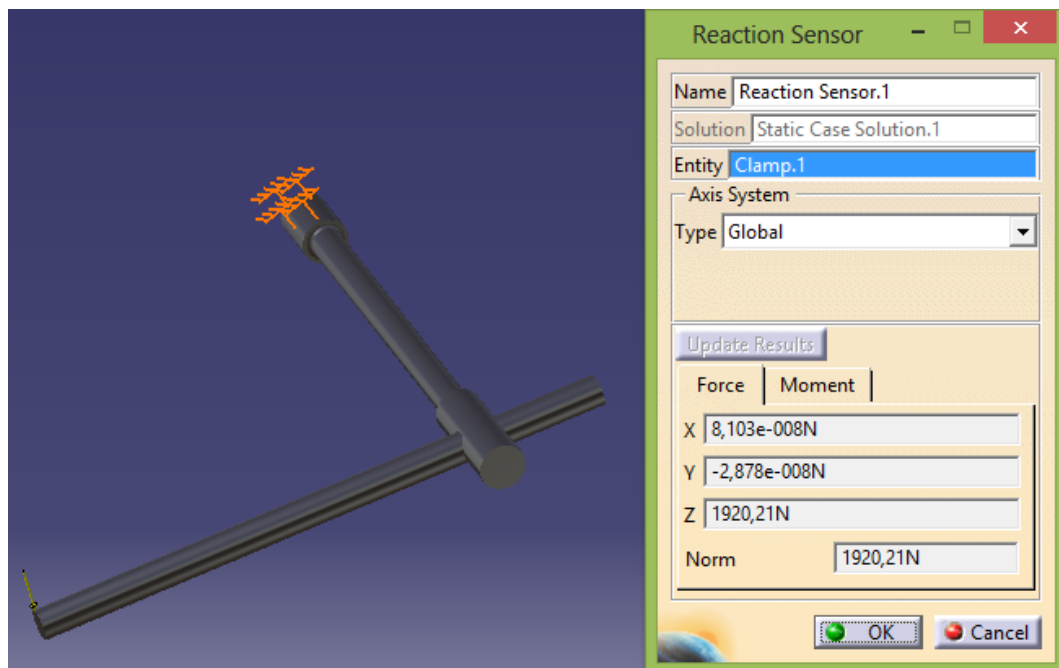


Figura 5.37. Fuerzas de reacción sin gravedad.

En cuanto a los momentos que se producen en el empotramiento (Figura 5.36), el valor del momento que ofrece CATIA  $M_y = -734.207$  Nm es la reacción que equilibra el momento torsor que se produce en la barra OC, y el valor de  $M_x = 793.518$  Nm es la reacción que equilibra el momento flector que se produce en la barra OC.

#### 5.4. Estudio de la pieza “caso real”

##### 5.4.1. Malla empleada

En este caso sí que se va a tener en cuenta la concentración de tensiones, por lo tanto la malla empleada será de tetraedros parabólicos (apartado 2.2.4.2 de este trabajo). La malla global parabólica empleada (sin mallado local) se muestra en la Figura 5.38:

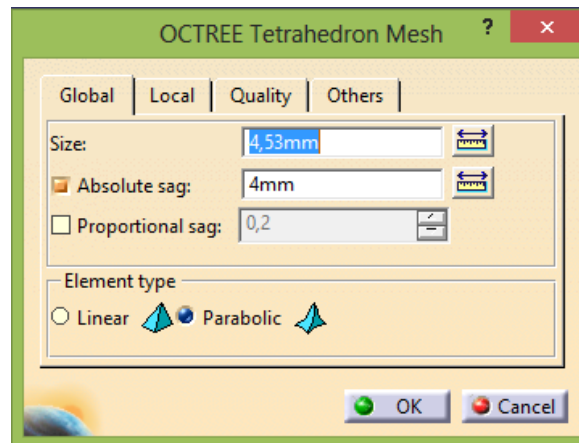


Figura 5.38. Dimensionamiento de la malla global parabólica.

La malla global parabólica empleada (con el mallado local) se muestra en la Figura 5.39. Aquí se ha dejado que CATIA tome el valor de “Absolute Sag” que considere conveniente:

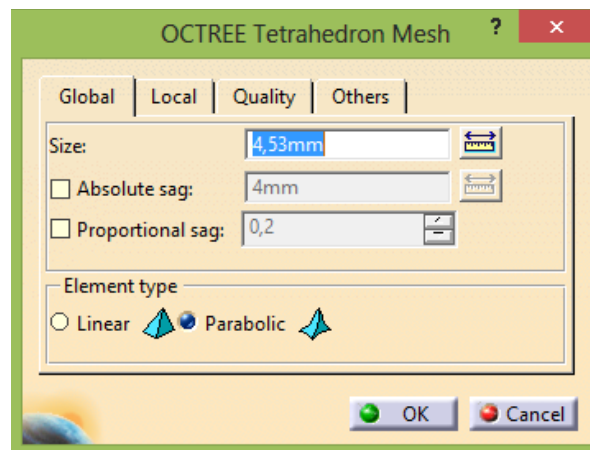


Figura 5.39. Dimensionamiento de la nueva malla global parabólica.

La malla local parabólica empleada se muestra en la Figura 5.40:

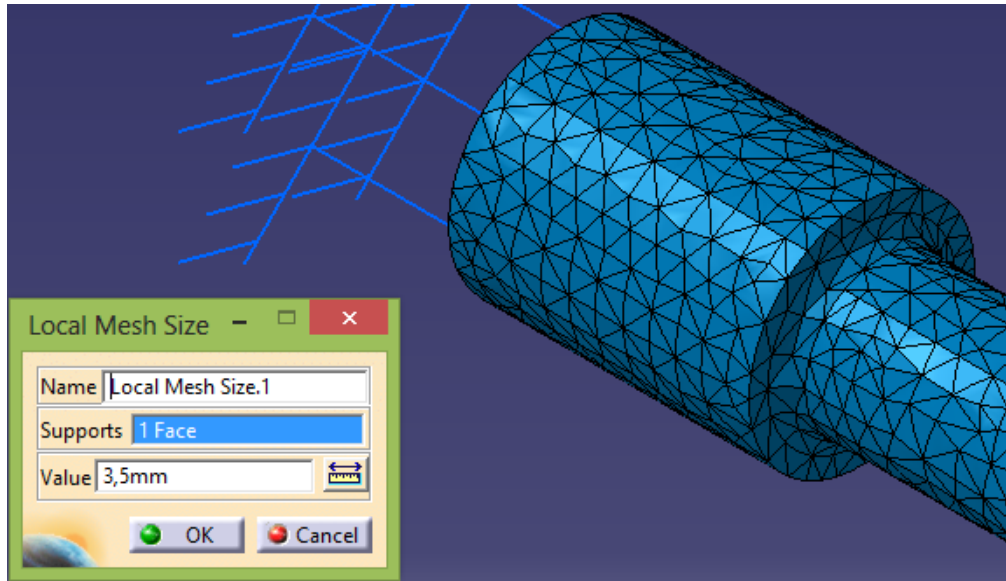


Figura 5.40. Dimensionamiento de la malla local parabólica.

En este caso, al ser muy parecido el tamaño de los tetraedros parabólicos, en la malla local no se aprecia casi la diferencia. La zona seleccionada para el mallado local parabólico se muestra en la Figura 5.41:

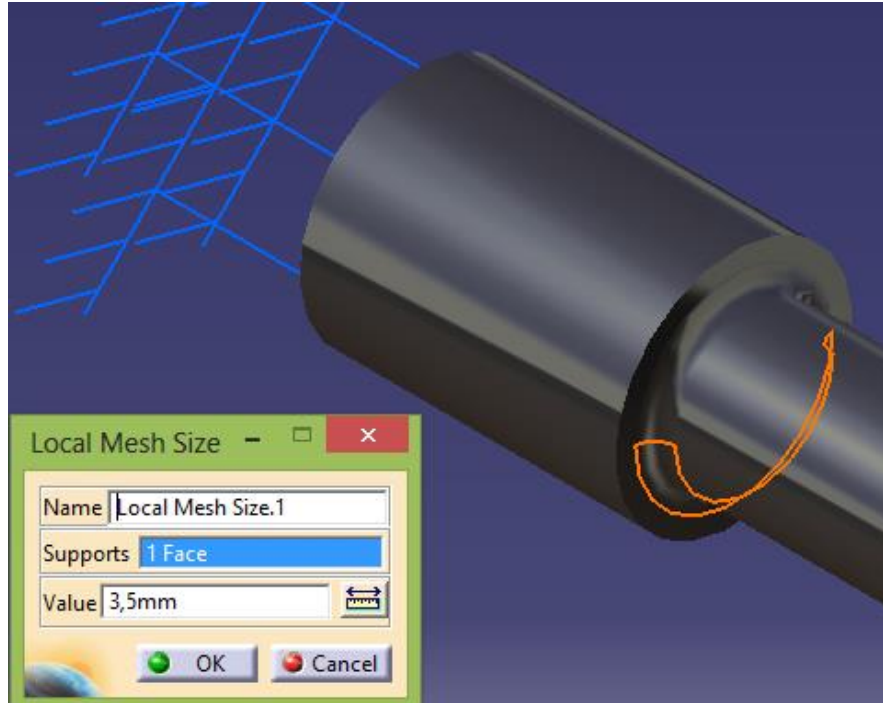


Figura 5.41. Selección zona del mallado local parabólico.

### 5.4.2. Estimación del error

- Sin malla local

El error local que CATIA ha cometido en el cálculo se muestra en las Figuras 5.42 y 5.43:

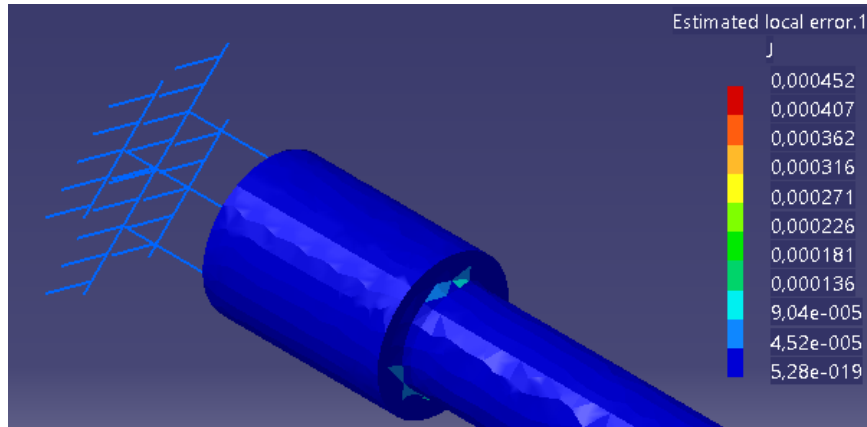


Figura 5.42. Error local cometido (visual).

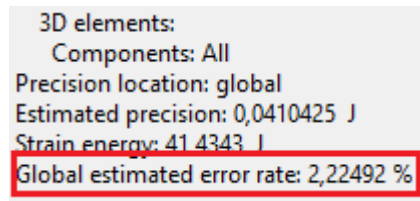


Figura 5.43. Porcentaje de error obtenido.

- Con malla local

El error local que CATIA ha cometido en el cálculo se muestra en las Figuras 5.44 y 5.45:

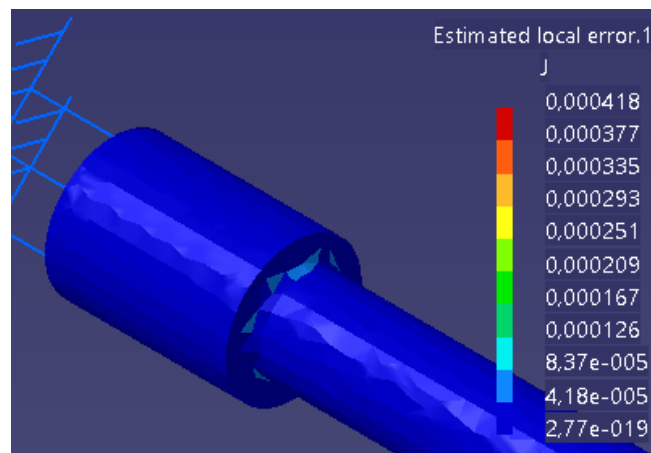


Figura 5.44. Error local cometido (visual).

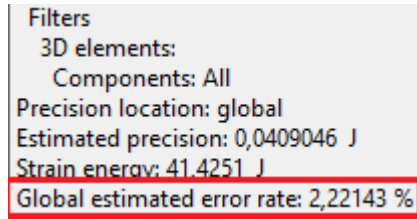


Figura 5.45. Porcentaje de error obtenido.

Como se puede observar, tanto con mallado local como sin él, el porcentaje de error (2.22%) es  $< 20\%$ . Que el error en ambos casos sea tan pequeño se debe a que la malla de tetraedros parabólicos aporta mayor precisión en las zonas donde se producen concentraciones de tensiones, y también a que la malla parabólica se adapta mejor que la malla lineal a las piezas de revolución.

En este caso el error con el mallado local ha sido menor que sin él porque el tamaño de la malla global ha sido el mismo en el resto de la pieza, siendo más preciso en la zona local.

### 5.4.3. Deformaciones

Las deformaciones que experimenta la pieza a causa de la fuerza externa aplicada se muestran en las Figuras 5.46, 5.47 y 5.48:



Figura 5.46. Deformación vista en alzado.



Figura 5.47. Deformación vista perfil derecho.

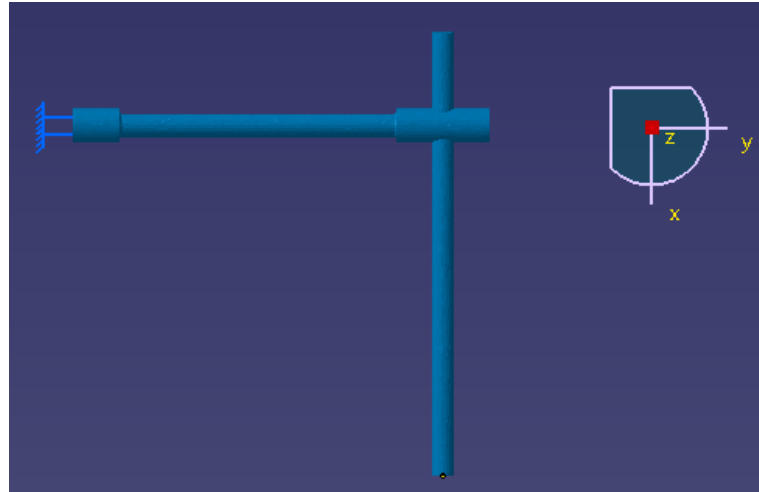


Figura 5.48. Deformación vista en planta.

Como se puede observar, la pieza sólo sufre flexión en el plano  $zx$  y  $zy$ .

Como ocurrió en el caso anterior, las deformaciones tanto con el mallado local como sin él son iguales si se analizan visualmente.

#### 5.4.4. Desplazamientos

- Sin malla local

Como ocurría en el “caso teórico”, el desplazamiento es nulo en el empotramiento y máximo en el punto de aplicación de la fuerza, tal y como se puede ver en las Figuras 5.49 y 5.50:

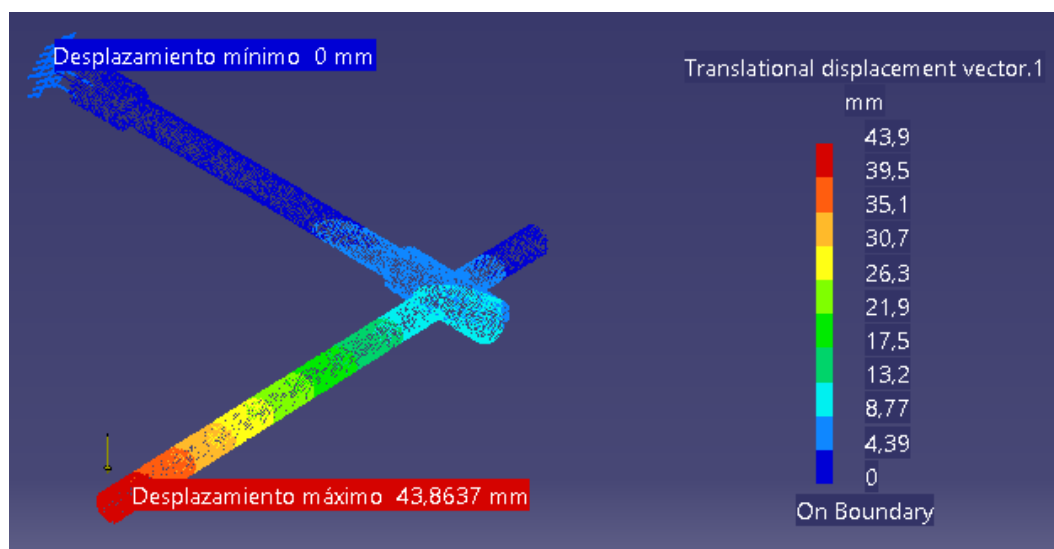


Figura 5.49. Desplazamientos en la palanca empotrada.



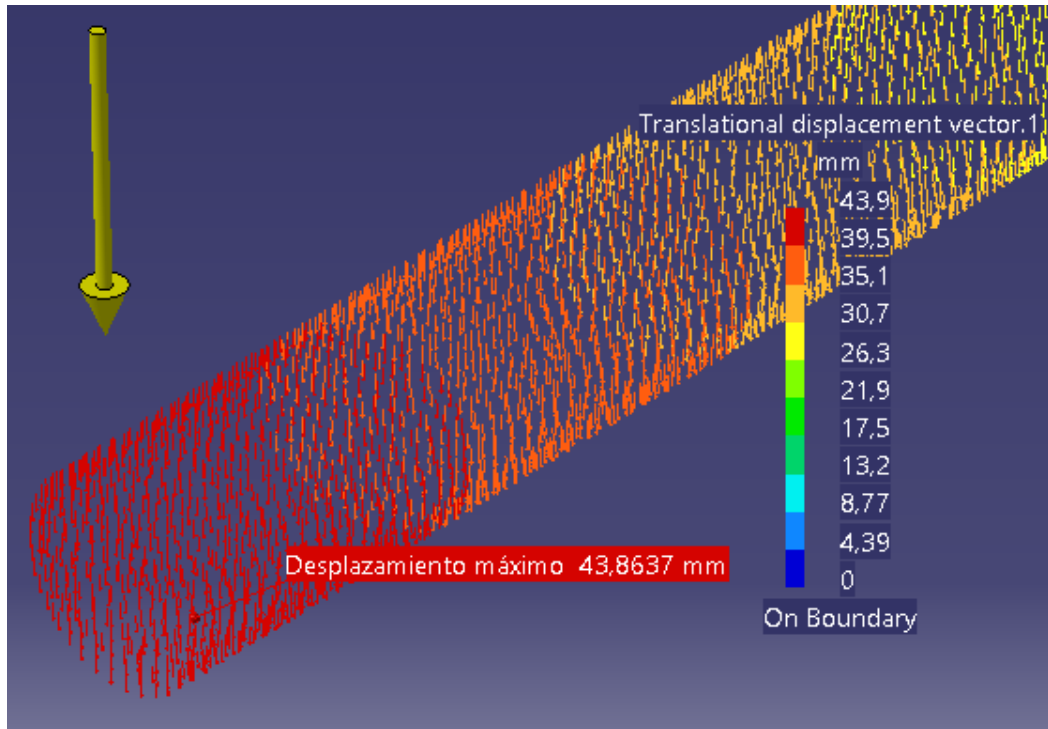


Figura 5.50. Desplazamiento máximo en la palanca empotrada.

- Con malla local

El desplazamiento obtenido al aplicar la malla local se muestra en las Figuras 5.51 y 5.52:

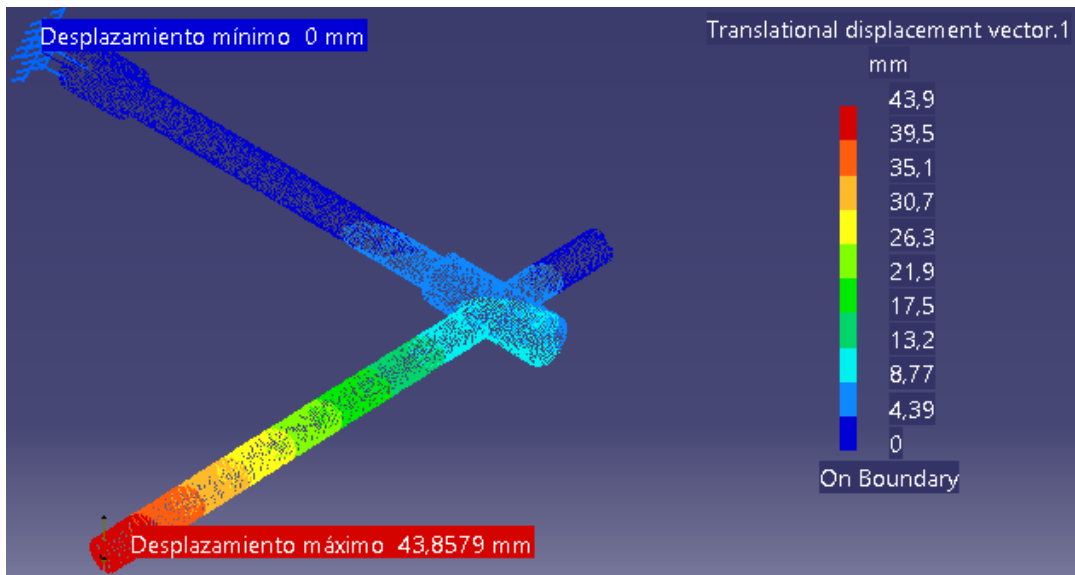


Figura 5.51. Desplazamientos en la palanca empotrada.



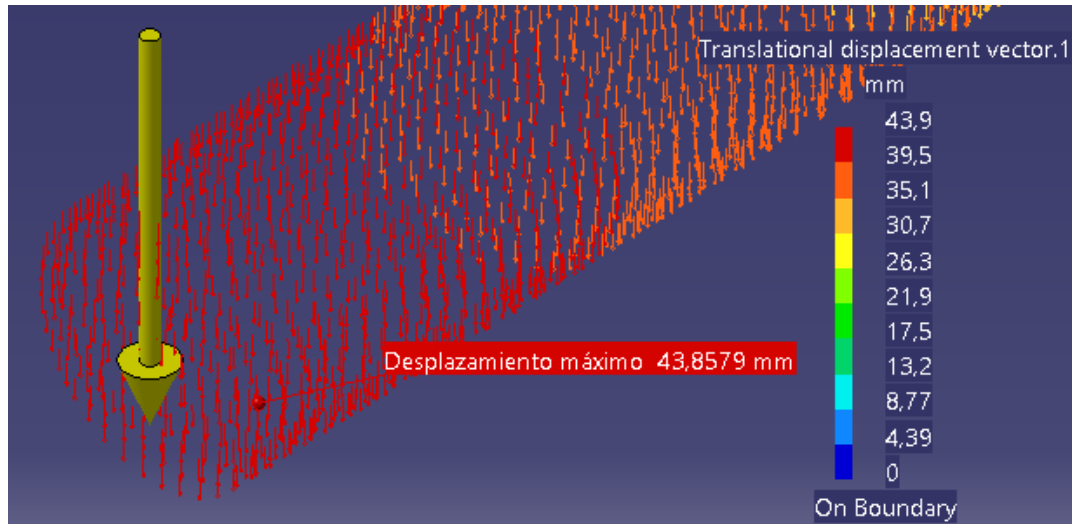


Figura 5.52. Desplazamiento máximo en la palanca empotrada.

En este caso se puede observar que los desplazamientos son prácticamente idénticos tanto con el mallado local como sin él.

#### 5.4.5. Tensiones principales

Ahora, como se va a tener en cuenta el factor teórico de la concentración de tensiones  $K_t$ , habrá que corregir la tensión de flexión y la tensión de torsión con ese factor.

Primero hay que calcular el factor  $K_t$ . En las gráficas de la Figura 2.2 y la Figura 2.3 se obtienen los valores de  $(K_t)_{\text{flexión}}$  y de  $(K_t)_{\text{torsión}}$ :

$$(K_t)_{\text{flexión}} = 1.58$$

$$(K_t)_{\text{torsión}} = 1.38$$

Ahora, con estos valores se corrige el valor de la tensión de flexión y la tensión de torsión:

$$(\sigma_{xf})_{\text{corre}} = (4.24 * 10^6) * 1.58 = 6.7 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$(\tau_{xy})_{\text{corre}} = (2.27 * 10^6) * 1.38 = 3.14 * 10^8 \text{ Pa}$$

Con estos valores, las tensiones principales obtenidas son:

$$\sigma_1 = 7.94 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = -1.24 * 10^8 \text{ Pa}$$

- Tensión principal  $\sigma_1$

Como ocurrió en el “caso teórico”, la tensión principal  $\sigma_1$  sale positiva, por tanto es un esfuerzo de tracción y habrá que buscarlo en la cara de arriba de la sección A.

- Sin malla local

La tensión principal  $\sigma_1$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 5.53 y 5.54:

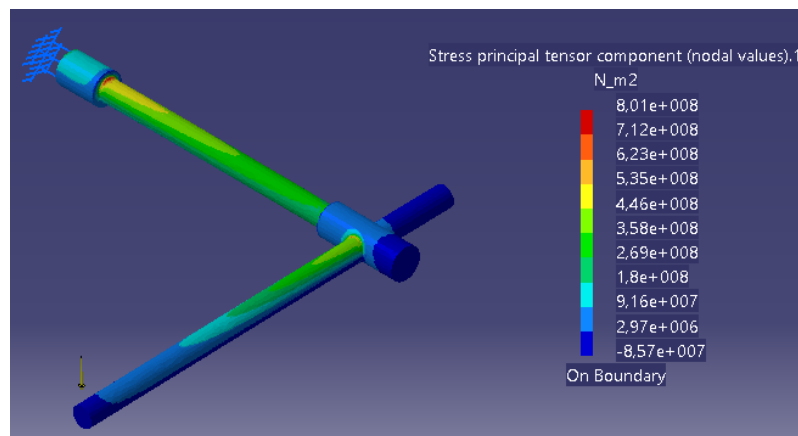


Figura 5.53. Tensión principal  $\sigma_1$  en toda la pieza.

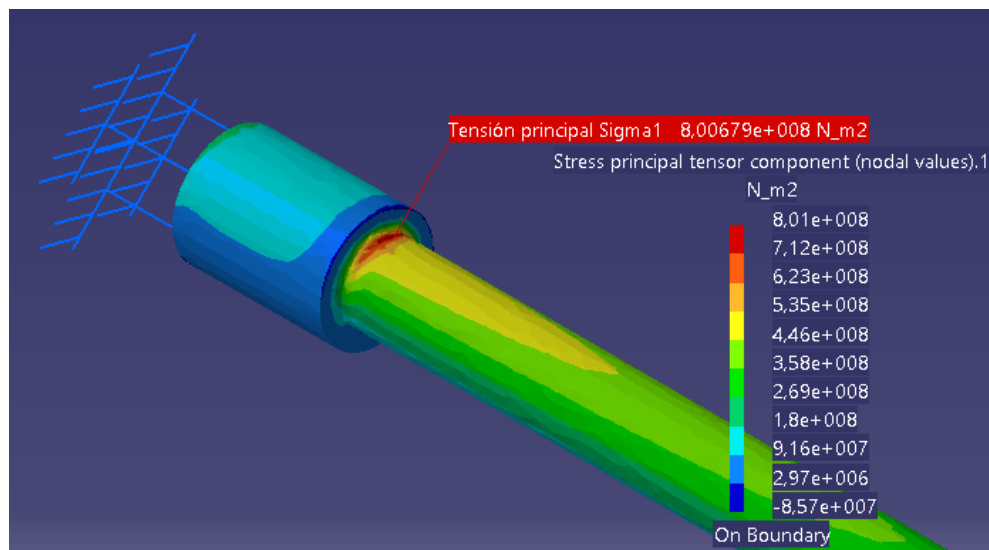


Figura 5.54. Tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A.

Como se puede observar en la Figura 5.54, se corrobora lo analizado anteriormente y el valor máximo de la tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A se da en la cara de arriba. El valor obtenido con CATIA es  $\sigma_1 = 8.00679 \cdot 10^8$  Pa, que es prácticamente igual que el valor de  $\sigma_1 = 7.94 \cdot 10^8$  Pa que se calculó teóricamente.

- Con malla local

La tensión principal  $\sigma_1$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 5.55 y 5.56:

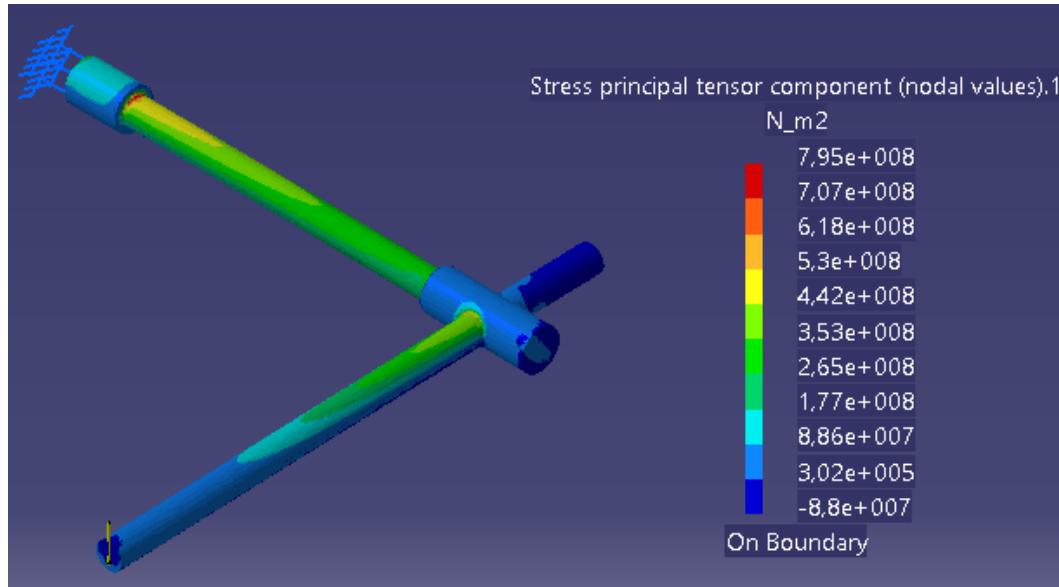


Figura 5.55. Tensión principal  $\sigma_1$  en toda la pieza.

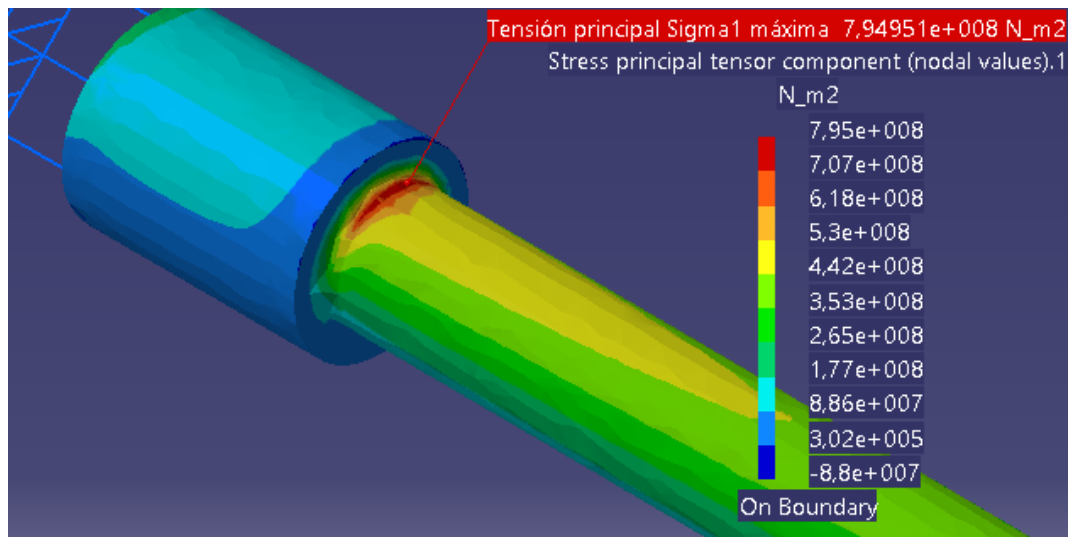


Figura 5.56. Tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A.

Como se puede observar en la Figura 5.56, nuevamente el valor máximo de la tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A se da en la cara de arriba. El valor obtenido con CATIA (aplicando la malla local) es  $\sigma_1 = 7.95 \cdot 10^8$  Pa, que es prácticamente igual que el valor de  $\sigma_1 = 7.94 \cdot 10^8$  Pa que se calculó teóricamente.

Como se ha podido comprobar, al aplicar la malla local se consigue aproximar más el valor que proporciona CATIA al teórico, pero como ocurrió antes, los valores de compresión y tracción de los puntos simétricos al aplicar la malla local se distancian más que si no se aplica.

- Tensión principal  $\sigma_2$

El valor de la tensión principal  $\sigma_2$  calculado teóricamente tiene signo negativo, por tanto es un esfuerzo de compresión y habrá que buscar este valor en la cara inferior de la sección A.

- Sin malla local

La tensión principal  $\sigma_2$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 5.57, 5.58 y 5.59. En la Figura 5.59 se puede ver cómo en la cara de debajo de la sección A los valores son de compresión, pero en este caso el valor de  $\sigma_2 = -7.54 \cdot 10^7$  Pa dista bastante del valor calculado teóricamente  $\sigma_2 = -1.24 \cdot 10^8$  Pa.

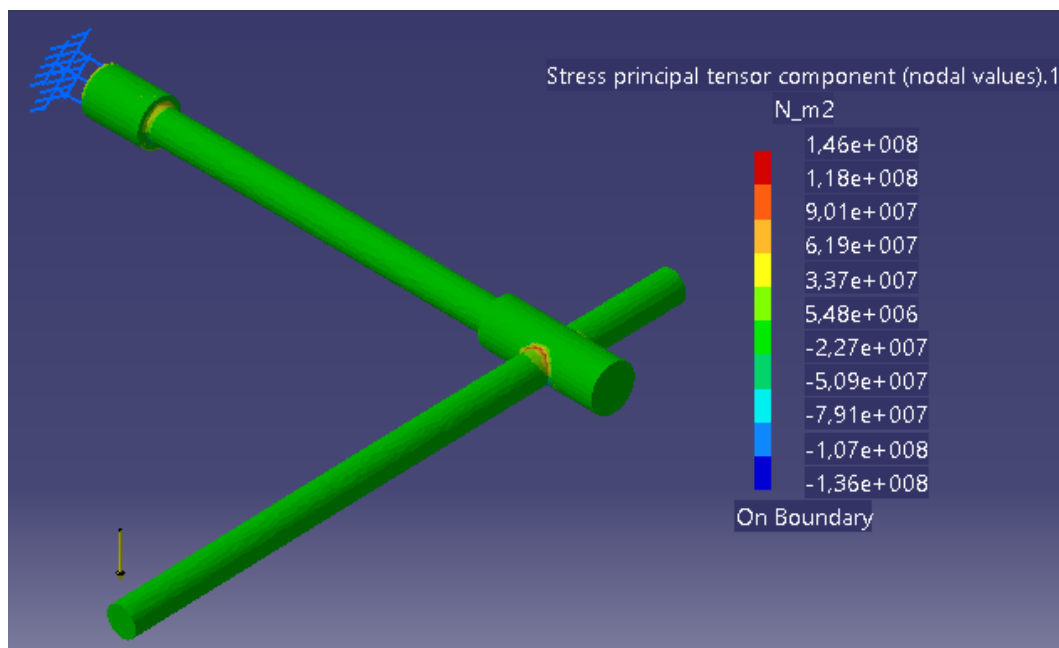


Figura 5.57. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte superior de la pieza.

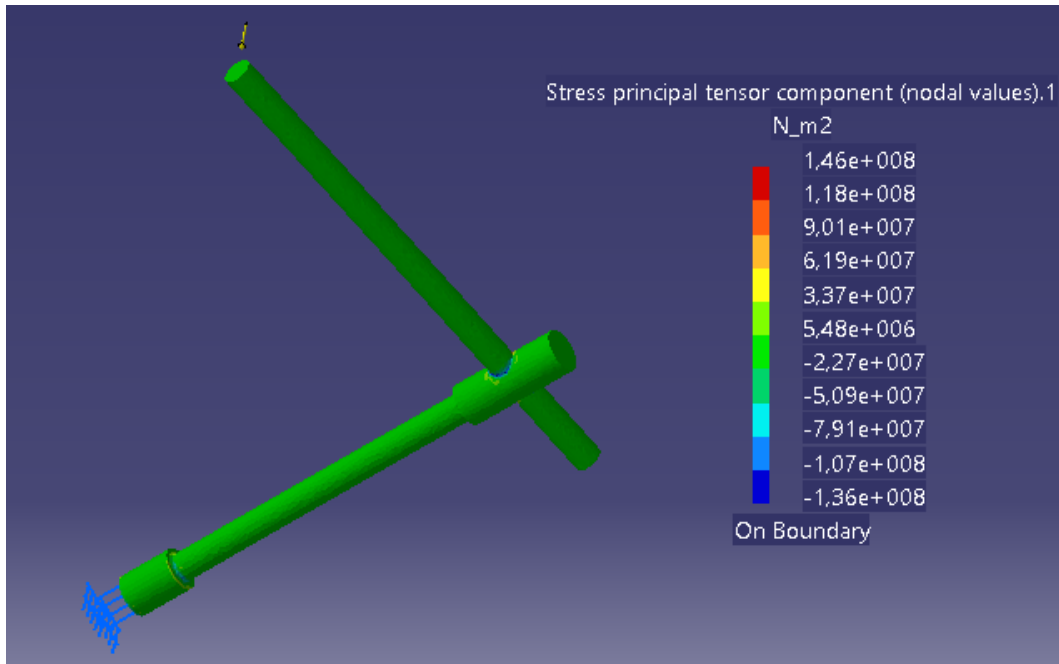


Figura 5.58. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte inferior de la pieza.

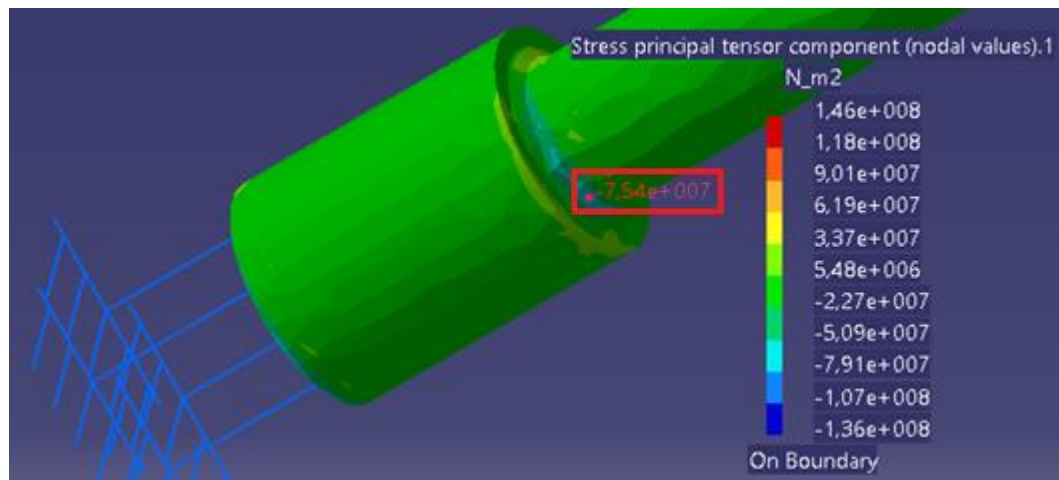


Figura 5.59. Tensión principal  $\sigma_2$  en la cara inferior de la sección A.

- Con malla local

La tensión principal  $\sigma_2$  obtenida con CATIA al aplicar la malla local se muestra en las Figuras 5.60, 5.61 y 5.62:

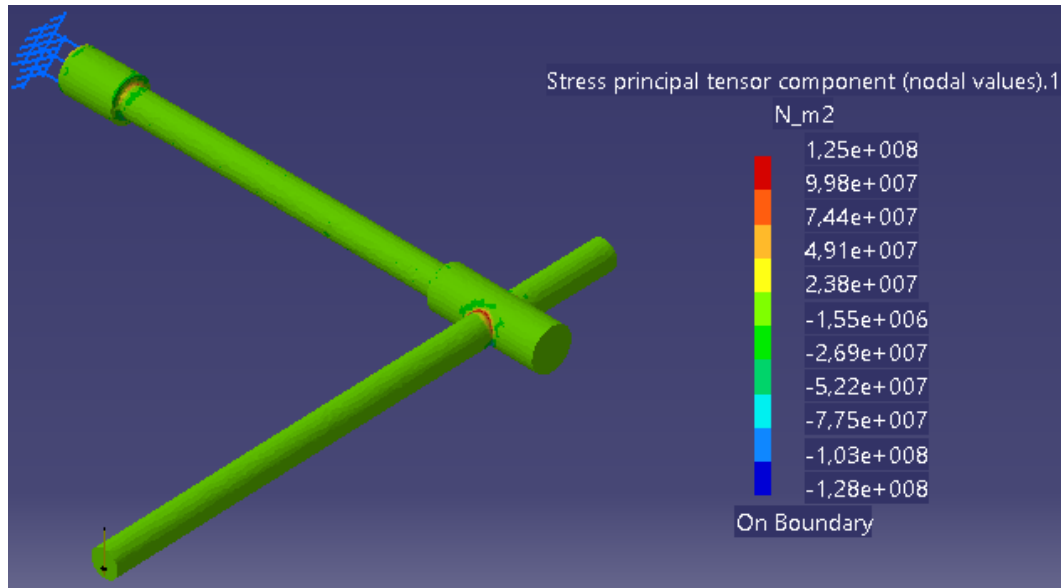


Figura 5.60. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte superior de la pieza.

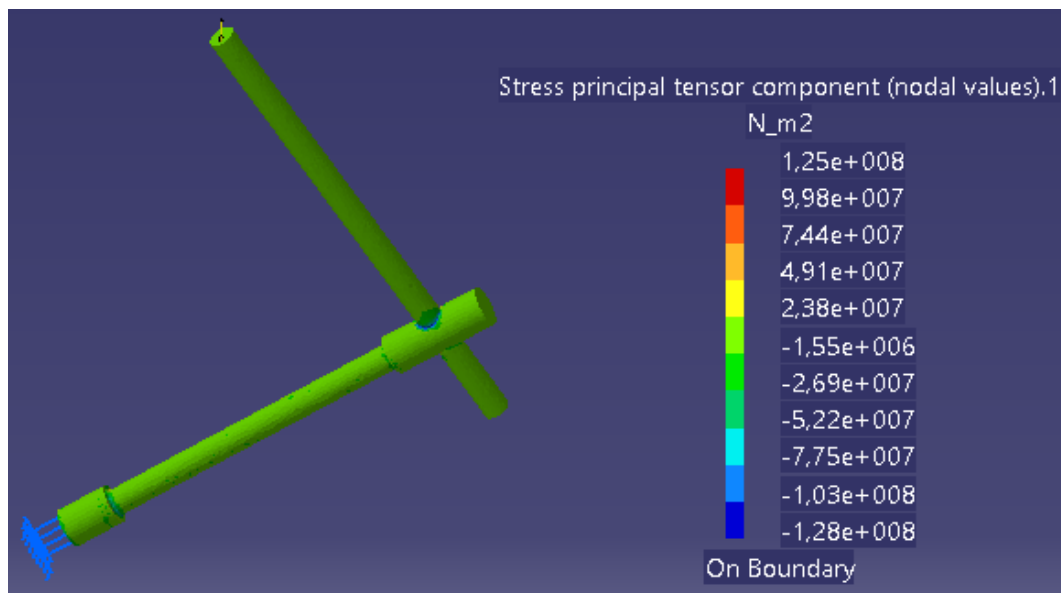


Figura 5.61. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte inferior de la pieza.

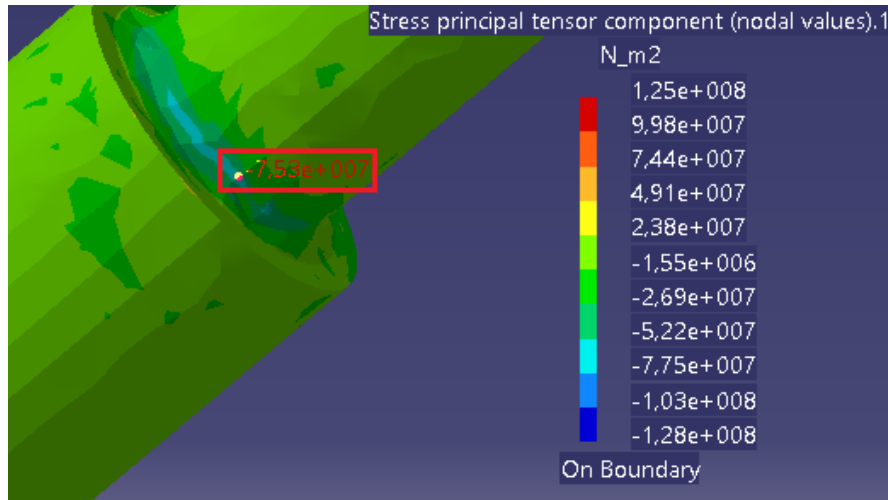


Figura 5.62. Tensión principal  $\sigma_2$  en la cara inferior de la sección A.

El esfuerzo de compresión en este caso es  $\sigma_2 = -7.53 \cdot 10^7$  Pa que dista todavía del valor teórico  $\sigma_2 = -1.24 \cdot 10^8$  Pa.

En este caso el valor obtenido de  $\sigma_2$  al aplicar la malla local es prácticamente igual que el obtenido sin aplicarla.

#### 5.4.6. Tensión de Von Mises

- Sin malla local

La tensión de Von Mises en las diferentes zonas de la pieza se muestra en las Figuras 5.63 y 5.64:

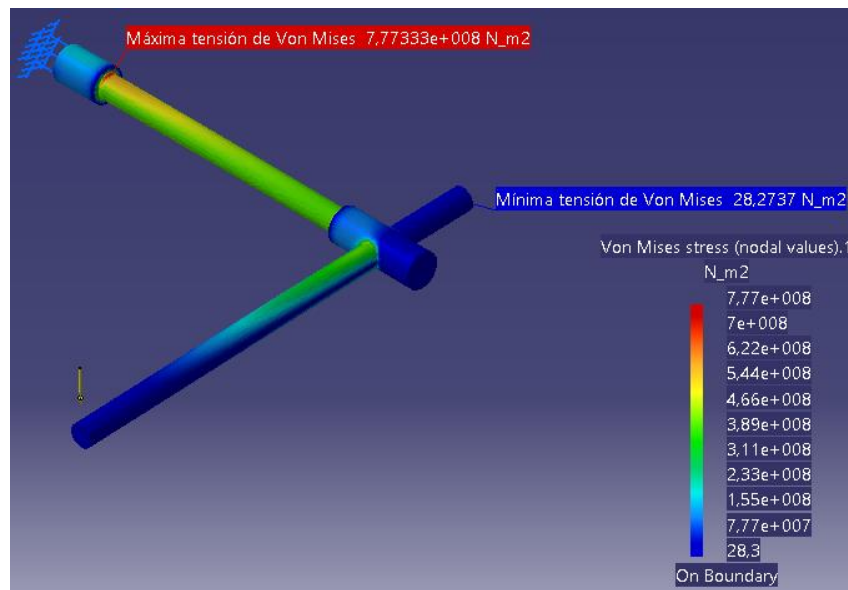


Figura 5.63. Tensión de Von Mises en toda la pieza.

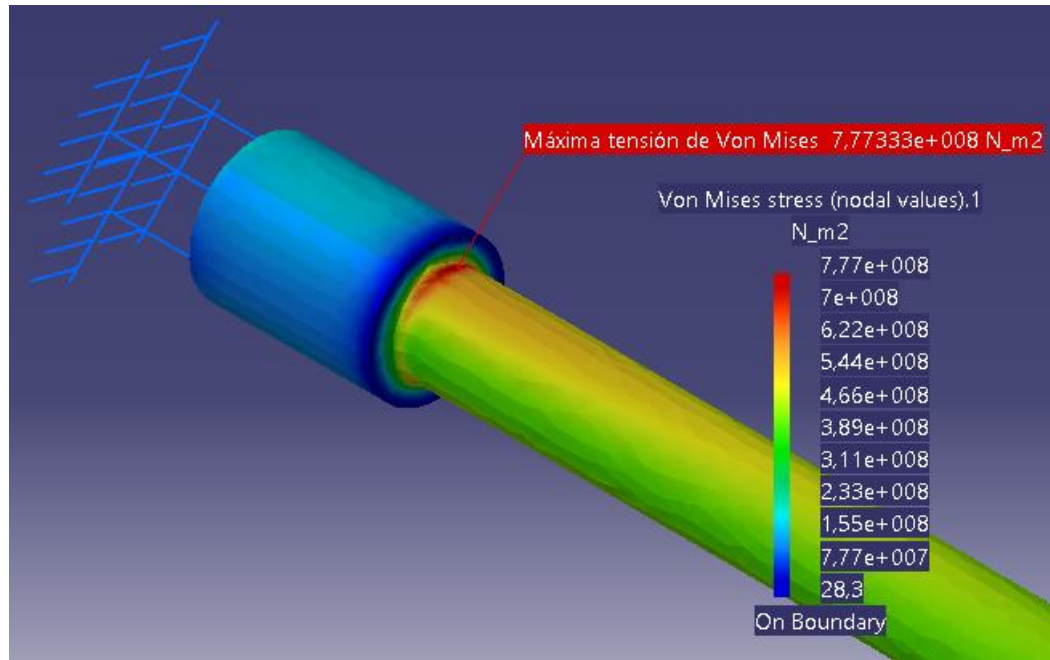


Figura 5.64. Valor máximo de la tensión de Von Mises.

Se puede observar cómo la máxima tensión de Von Mises se alcanza en la sección A ( $\sigma=7.77333 \cdot 10^8$  Pa), que es superior a la que se obtenía con la malla de tetraedros lineales ( $\sigma=5.81 \cdot 10^8$  Pa). Esto es debido a que al tener en cuenta la concentración de tensiones (con el factor  $K_t$ ), la tensión de Von Mises se incrementa.

Igual que ocurría con el “caso teórico”, la pieza fallaría por la sección A dado que la tensión de Von Mises que soporta supera el límite de fluencia del material ( $777 \text{ MPa} > 579 \text{ MPa}$ ).

En la Figura 5.65 se puede observar el cuadro de información que ofrece CATIA para poder comparar la tensión máxima de Von Mises con el límite de fluencia del material con el que está construida la pieza.

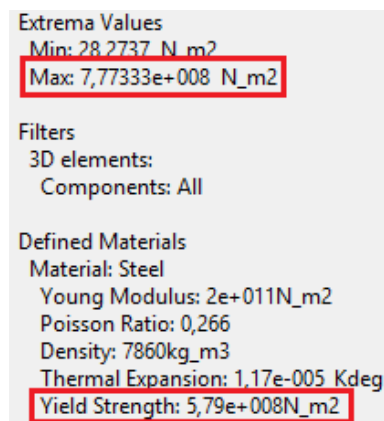


Figura 5.65. Cuadro de diálogo de la tensión de Von Mises.



- Con malla local

La tensión de Von Mises en las diferentes zonas de la pieza se muestra en las Figuras 5.66 y 5.67:

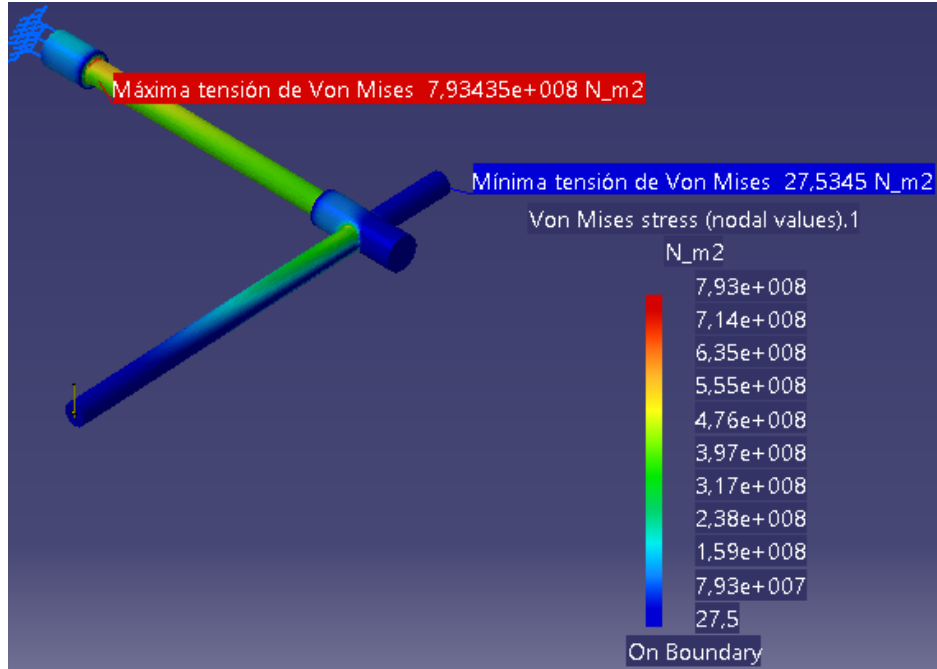


Figura 5.66. Tensión de Von Mises en toda la pieza.

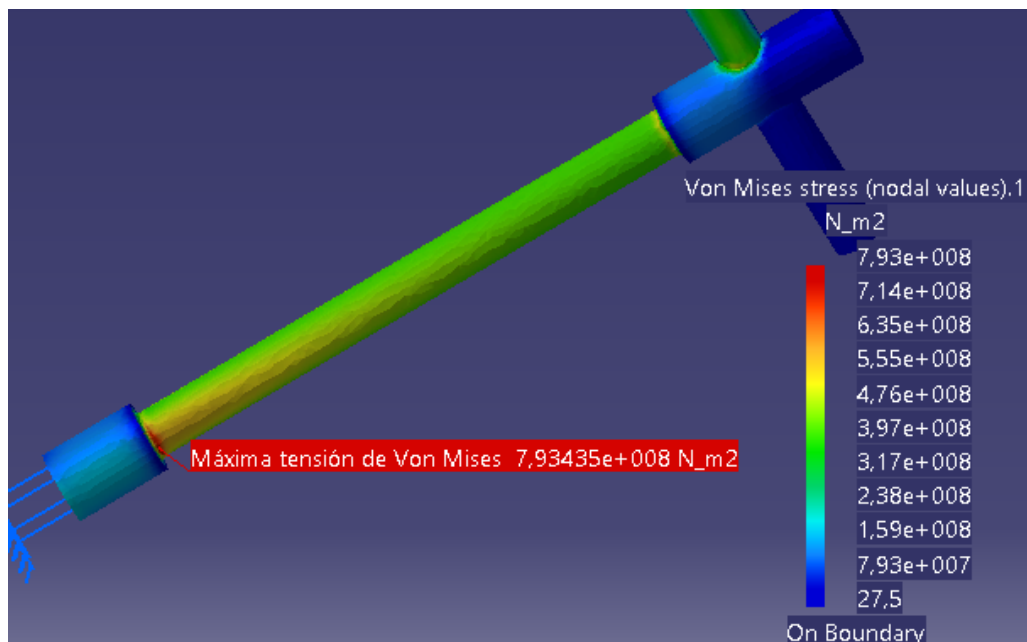


Figura 5.67. Valor máximo de la tensión de Von Mises.

En este caso, la tensión de Von Mises es mucho mayor que el límite de fluencia ( $793 \text{ MPa} > 579 \text{ MPa}$ ).

En la Figura 5.68 se muestra la comparación entre la tensión de Von Mises y el límite de fluencia del material con el que está construida la pieza:

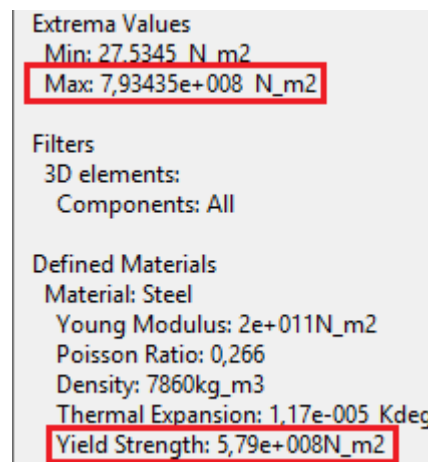


Figura 5.68. Cuadro de diálogo de la tensión de Von Mises.

En este caso el hecho de aplicar la malla local no ha aumentado tanto el valor de la tensión de Von Mises porque los tetraedros globales se dejaron del mismo tamaño, por tanto sólo aumenta en la zona próxima al mallado local para adaptarse a dicho mallado.

#### 5.4.7. Equilibrio de la pieza

En este apartado se mostrarán las reacciones producidas en el empotramiento para compensar los esfuerzos aplicados en la pieza (Figura 5.69 y Figura 5.70).

Como ocurrió antes, sólo se mostrará un caso de los dos porque el resultado no varía significativamente de aplicar el mallado local a no aplicarlo.

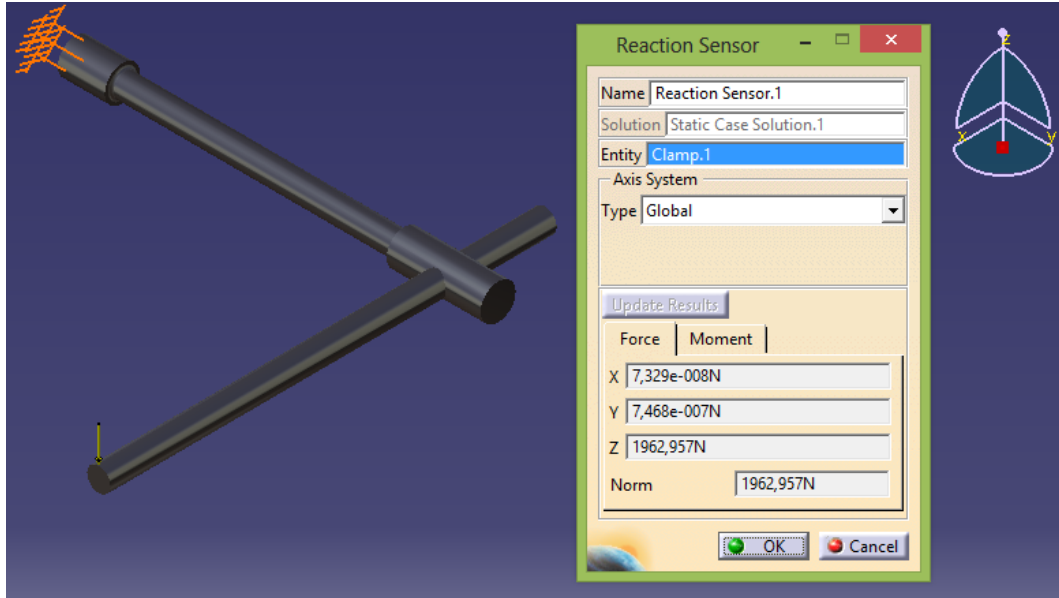


Figura 5.69. Fuerzas de reacción en el empotramiento.

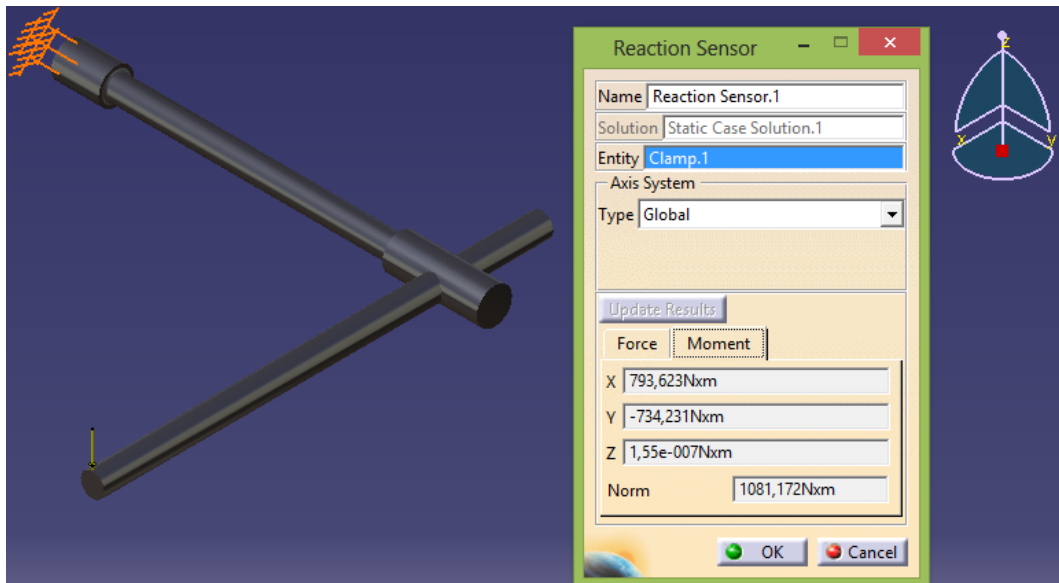


Figura 5.70. Momentos generados en el empotramiento.

Si no se tiene en cuenta la gravedad, la reacción vertical en el empotramiento es  $F_z=1920.21$  N, tal y como se muestra en la Figura 5.71:

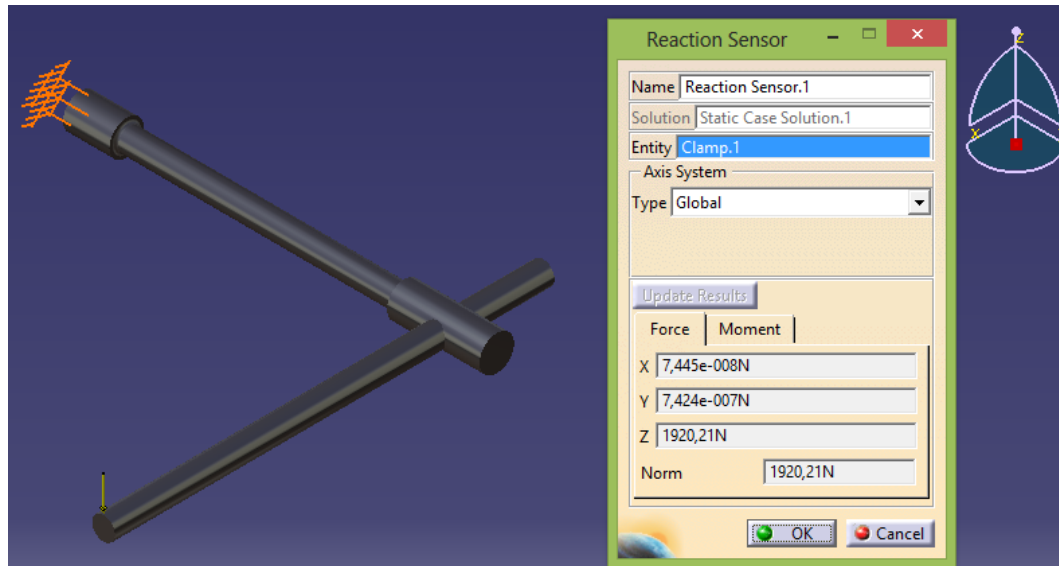


Figura 5.71. Fuerzas de reacción sin gravedad.

En cuanto a los momentos mostrados en la Figura 5.70 que se producen en el empotramiento, el valor del momento que ofrece CATIA  $M_y = -734.231$  Nm es la reacción que equilibra el momento torsor que se produce en la barra OC, y el valor de  $M_x = 793.623$  Nm es la reacción que equilibra el momento flector que se produce en la barra OC.

Se puede observar que como es lógico, los resultados de las reacciones que ofrece CATIA con la malla lineal y la parabólica son prácticamente iguales, varían un poco por la forma en que se adapta la malla parabólica a la pieza (al ser una pieza de revolución se adapta mejor la malla parabólica), pero la variación es ínfima.

## 6. Palanca empotrada de hierro fundido

### 6.1. Pieza a realizar

La pieza mostrada en la Figura 6.1 es una palanca empotrada que tiene una fuerza aplicada en el extremo D de valor  $F=744.19$  N. El material del que está fabricada es hierro fundido (colado) ASTM grado 30 y está maquinada para obtener las dimensiones finales.

Resistencia última a tracción  $\Rightarrow S_{ut}=214$  MPa

Resistencia última a compresión  $\Rightarrow S_{uc}=752$  MPa

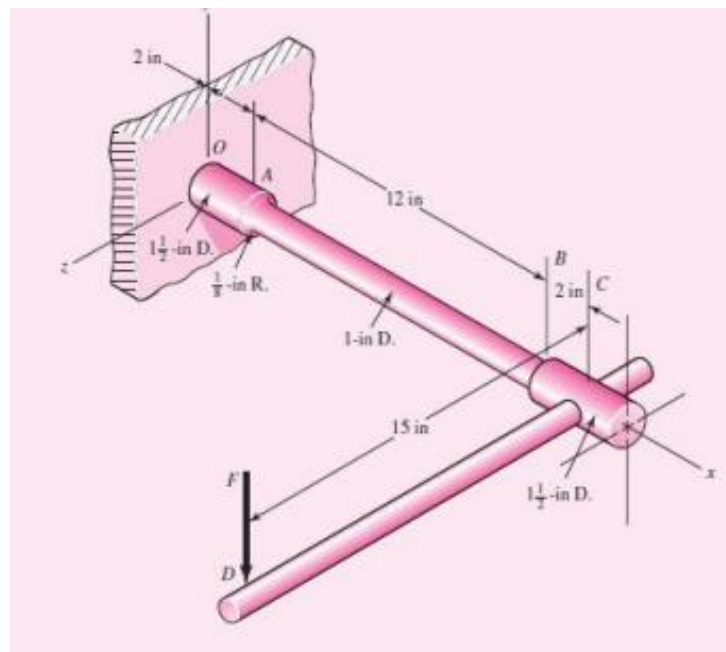


Figura 6.1. Palanca empotrada de hierro fundido.

Las características del material empleado en la simulación se muestran en la Figura 6.2:

<b>Material</b>	Iron
<b>Young's modulus</b>	1,2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,291
<b>Density</b>	7870kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,21e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	3,1e+008N_m2

Figura 6.2. Características del hierro fundido empleado.

## 6.2. Análisis previo de la pieza

### 6.2.1. Comportamiento y puntos de fallo

La pieza realizada con CATIA se muestra en la Figura 6.3:

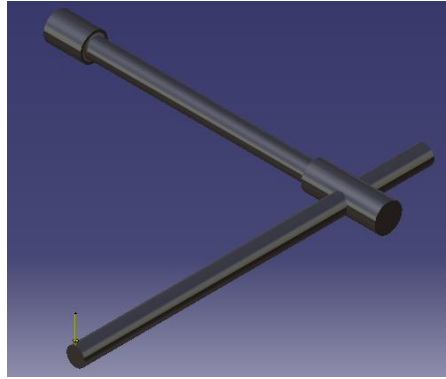


Figura 6.3. Palanca empotrada realizada con CATIA.

El análisis previo de la pieza (comportamiento, concentración de tensiones...) es el mismo que el de la palanca empotrada de acero (apartado 5 de este trabajo) dado que es la misma pieza, tiene una fuerza aplicada en el mismo sitio y tiene las mismas condiciones de frontera situadas en el mismo punto.

En este caso, lo que hay que tener en cuenta es que el hierro fundido es un material frágil y por tanto no se puede utilizar el criterio de Von Mises. En este caso hay que aplicar el criterio de Coulomb-Mohr que se vio en el apartado 2.2.3 (Ecuación 2).

### 6.2.2. Condiciones de frontera

La palanca está empotrada en la misma cara que en el problema anterior, tal y como muestra la Figura 6.4:

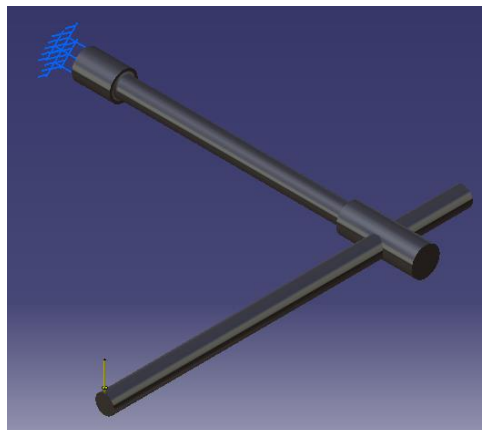


Figura 6.4. Condiciones de frontera.

### 6.3. Estudio de la pieza “caso teórico”

#### 6.3.1. Malla empleada

Como se explicó en el apartado 2.2.4.2 de este trabajo, si no se quiere tener en cuenta la concentración de tensiones hay que emplear una malla lineal.

La malla global a utilizar en este caso se muestra en la Figura 6.5:

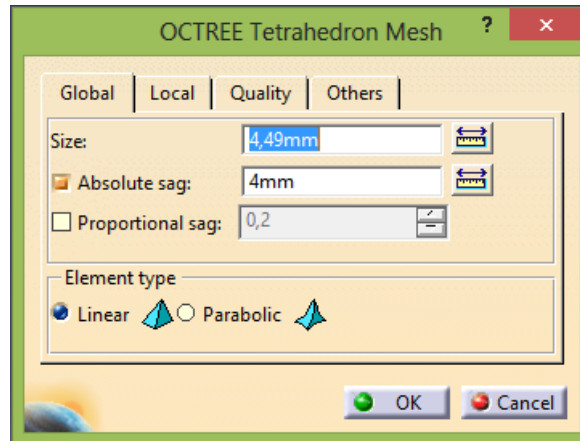


Figura 6.5. Dimensionamiento de la malla lineal.

#### 6.3.2. Estimación del error

Como se expuso en el apartado 4.8.1 de este trabajo, es muy importante analizar primero el error que se ha cometido en la simulación para saber si los resultados obtenidos se asemejan a la realidad.

El error local que CATIA ha cometido en el cálculo se muestra en las Figuras 6.6 y 6.7:

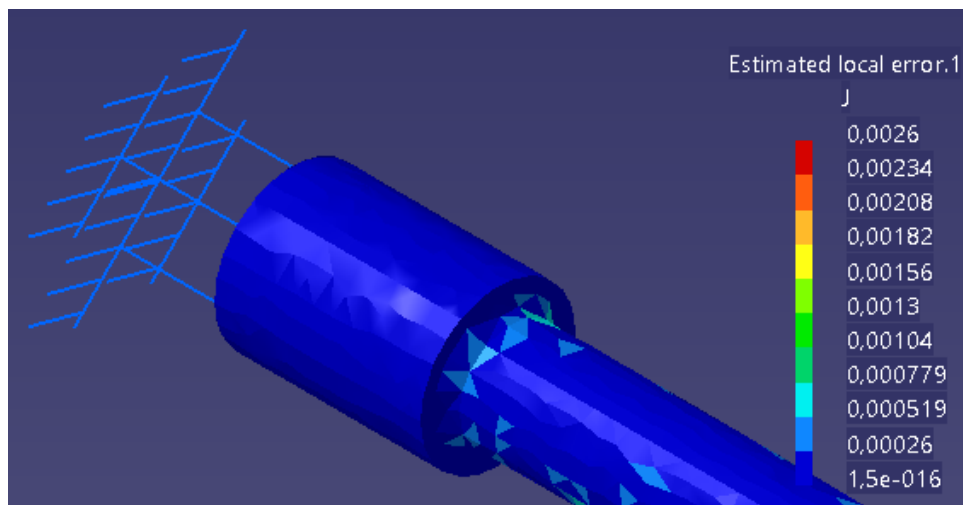


Figura 6.6. Error local cometido (visual).

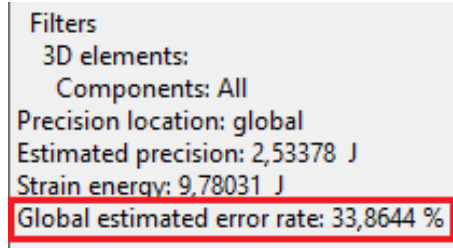


Figura 6.7. Porcentaje de error obtenido.

Como se puede observar, el porcentaje de error es  $33.86\% > 20\%$  (incluso mayor que para el ejercicio anterior). Esto es debido a que la malla empleada es lineal y esto conlleva una menor precisión. En este caso no hay que refinar la malla porque esta malla es la que aporta el valor de las tensiones principales calculadas teóricamente (como se verá posteriormente).

### 6.3.3. Deformaciones

Las deformaciones que experimenta la pieza a causa de la fuerza externa aplicada se muestran en las Figuras 6.8, 6.9 y 6.10:



Figura 6.8. Deformación vista en alzado.



Figura 6.9. Deformación vista perfil derecho.

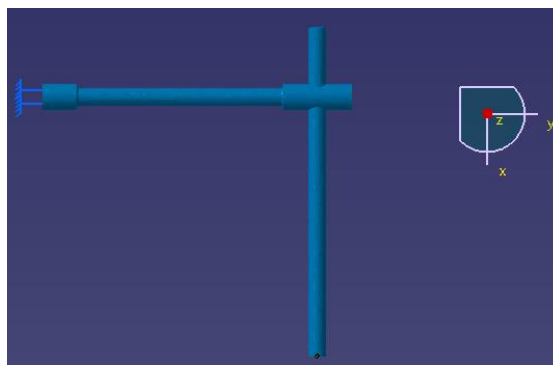


Figura 6.10. Deformación vista en planta.



Al igual que ocurría en el ejercicio anterior, la pieza sólo sufre flexión en los planos  $zx$  y  $zy$ . Esto es debido a que los esfuerzos externos aplicados son los mismos (que cambie el material afectará al valor de los desplazamientos de la pieza, pero el tipo de flexión que se produce es el mismo).

#### 6.3.4. Desplazamientos

En la Figura 6.11 se puede ver cómo en el empotramiento el desplazamiento es nulo y en el punto de aplicación de la fuerza el desplazamiento es máximo (Figura 6.12):

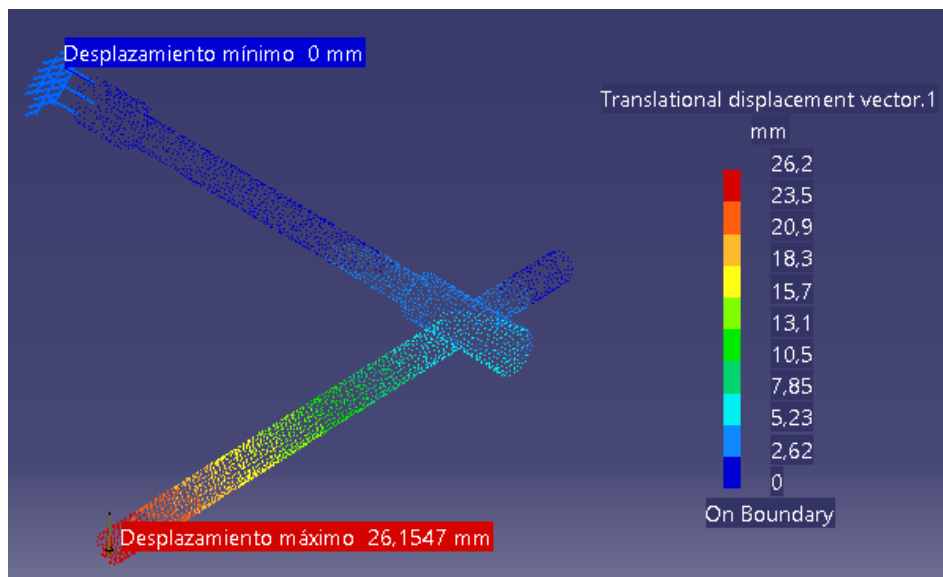


Figura 6.11. Desplazamientos en la palanca empotrada.

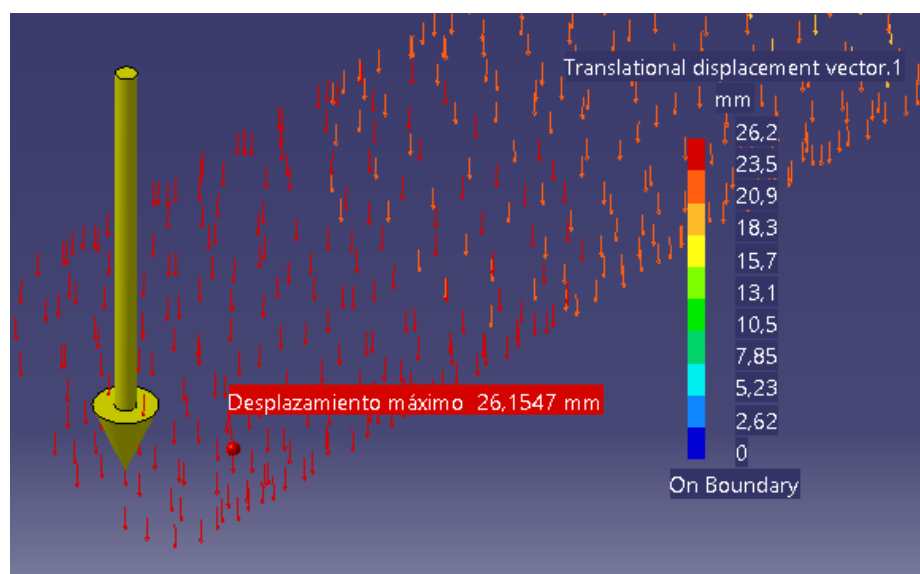


Figura 6.12. Desplazamiento máximo en la palanca empotrada.

Si se comparan estos resultados con los del apartado 5.3.4, se ve cómo el desplazamiento máximo ahora ( $\delta=26.2$  mm) es inferior al del anterior ejercicio ( $\delta=40.1$  mm). Esto es debido a que los materiales frágiles se deforman menos que los materiales dúctiles, dado que en los materiales frágiles cuando fallan se produce la fractura (y no la deformación permanente como en los dúctiles).

### 6.3.5. Tensiones principales

Aplicando la Ecuación 4 se obtiene el valor de la tensión de flexión ( $\sigma_{xf}$ ), y la tensión de torsión ( $\tau_{xy}$ ) se obtiene aplicando la Ecuación 7 en la sección crítica A que se quiere estudiar.

$$\sigma_{xf} = 1.64 * 10^8 Pa$$

$$\tau_{xy} = 8.81 * 10^7 Pa$$

Los valores de las tensiones principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  se obtienen aplicando la Ecuación 3:

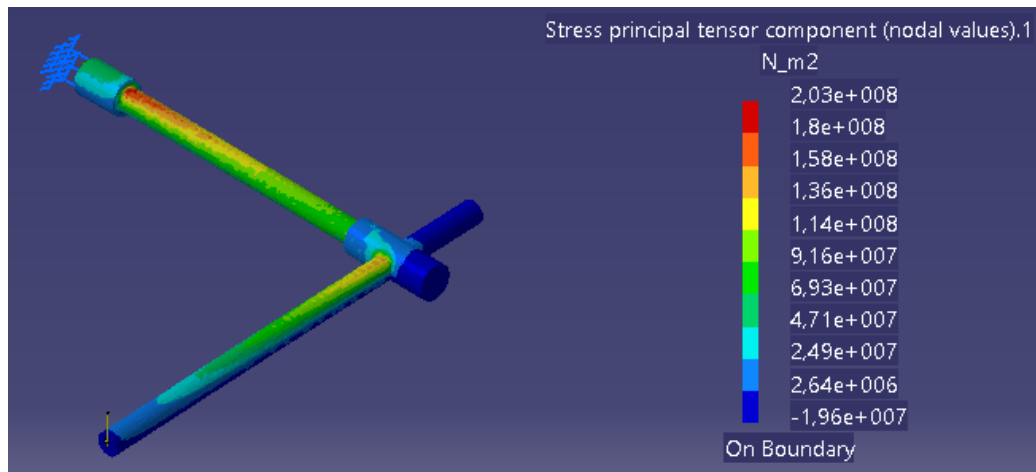
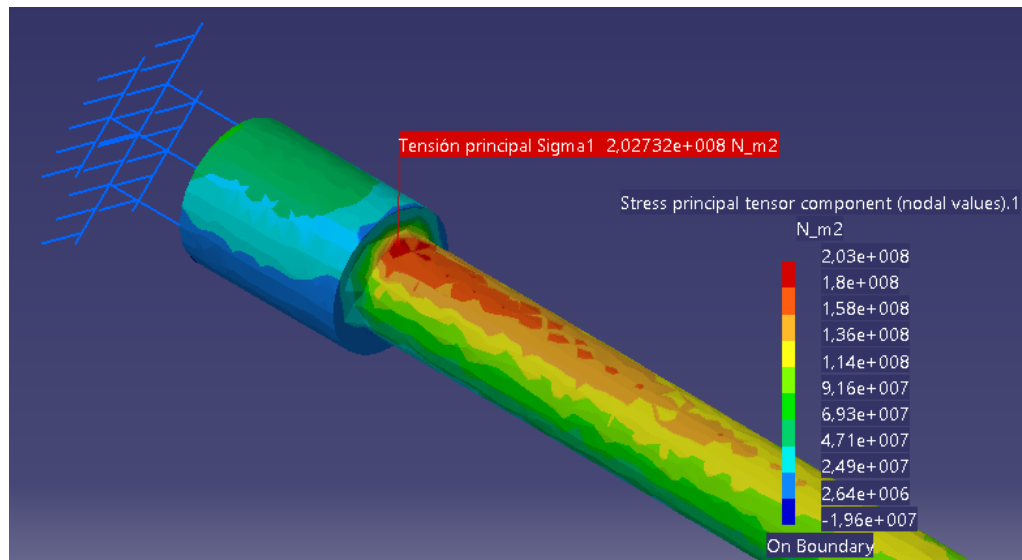
$$\sigma_1 = 2.03 * 10^8 Pa$$

$$\sigma_2 = -3.88 * 10^7 Pa$$

- Tensión principal  $\sigma_1$

Viendo el valor de  $\sigma_1$  obtenido con el cálculo teórico, se puede observar que tiene signo positivo. Esto indica que es un esfuerzo de tracción, por lo tanto en la simulación de nuestra pieza habrá que buscar el valor de  $\sigma_1$  en la cara de arriba de la sección A, dado que viendo las deformaciones de la pieza (vistas en el apartado 6.3.3) se observa cómo la cara de arriba de la sección A está trabajando a tracción y la cara de abajo a compresión.

La tensión principal  $\sigma_1$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 6.13 y 6.14:

Figura 6.13. Tensión principal  $\sigma_1$  en toda la pieza.Figura 6.14. Tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A.

Como se puede observar en la Figura 6.14, se corrobora lo analizado anteriormente y el valor máximo de la tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A se da en la cara de arriba. El valor obtenido con CATIA es  $\sigma_1 = 2.03 \cdot 10^8$  Pa, que es exactamente igual que el valor de  $\sigma_1 = 2.03 \cdot 10^8$  Pa que se calculó teóricamente.

Comparando este resultado ( $\sigma_1 = 2.03 \cdot 10^8$  Pa) con el del apartado 5.3.5 ( $\sigma_1 = 5.22 \cdot 10^8$  Pa) se observa que para los materiales frágiles la tensión principal  $\sigma_1$  es menor. Esto se debe a que los materiales dúctiles al presentar deformación plástica se endurecen, y por tanto las tensiones que se generan en ellos son mayores porque se requiere una mayor tensión para producir la rotura.

- Tensión principal  $\sigma_2$

A continuación se calculará el valor de la tensión principal  $\sigma_2$ . Ahora el valor de la tensión principal  $\sigma_2$  calculado teóricamente tiene signo negativo, esto quiere decir que es un esfuerzo de compresión. Viendo las deformaciones de la pieza se puede observar que en la sección A la zona a compresión es la cara de abajo, por lo tanto ahí es donde habrá que buscar ese valor de  $\sigma_2$ .

La tensión principal  $\sigma_2$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 6.15, 6.16 y 6.17. En la Figura 6.17 se puede ver cómo en la cara de debajo de la sección A los valores son de compresión, y en este caso el valor de  $\sigma_2 = -3.12 \cdot 10^7$  Pa es prácticamente igual al valor calculado teóricamente  $\sigma_2 = -3.88 \cdot 10^7$  Pa.

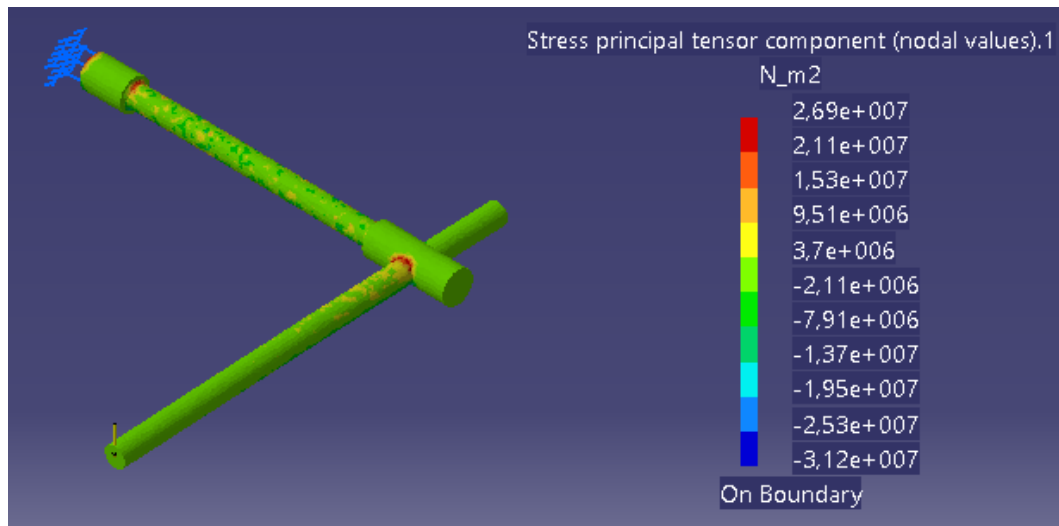


Figura 6.15. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte superior de la pieza.

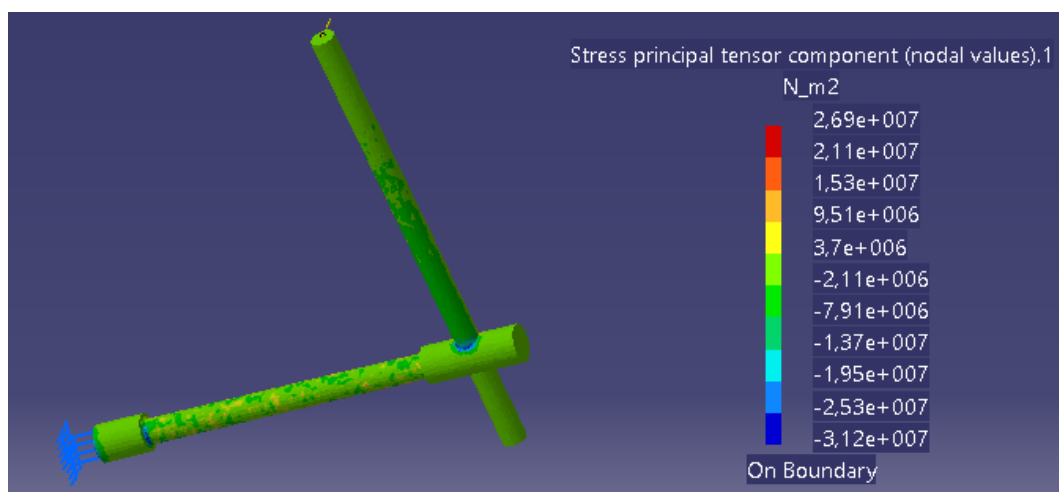


Figura 6.16. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte inferior de la pieza.

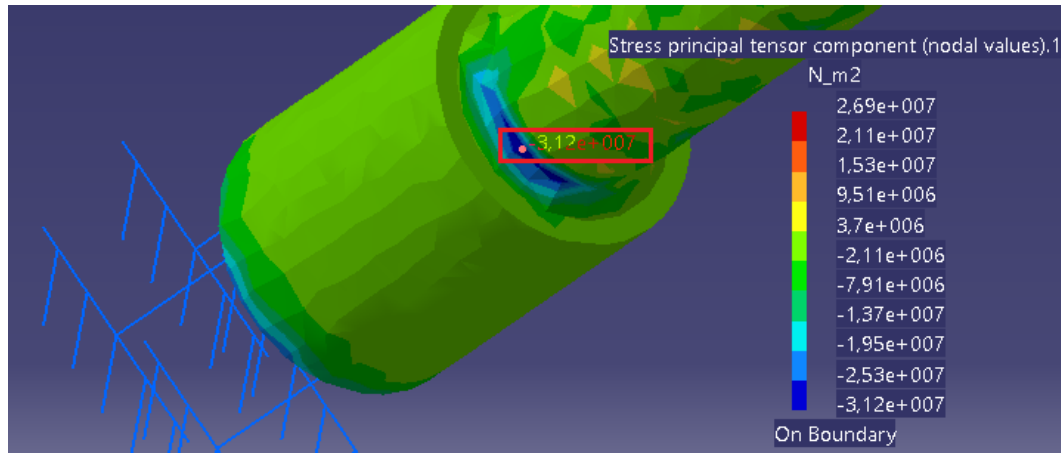


Figura 6.17. Tensión principal  $\sigma_2$  en la cara inferior de la sección A.

### 6.3.6. Criterio de Coulomb-Mohr

Al ser un material frágil, habrá que aplicar el criterio de Coulomb-Mohr para saber si se produce el fallo en la pieza. Para ello habrá que aplicar la Ecuación 2:

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} = 1$$

Las tensiones principales obtenidas con CATIA son:

$$\sigma_1 = 2.03 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = -3.12 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

Aplicando la Ecuación 2 (teniendo en cuenta un factor de seguridad  $n=1$ ) se obtiene:

$$\frac{2.03 \cdot 10^8}{214 \cdot 10^6} - \frac{(-3.12 \cdot 10^7)}{752 \cdot 10^6} = 0.9901 < 1$$

En este caso se obtiene que el material no fallará debido a que  $\sigma_2$  con CATIA no es exactamente  $\sigma_2 = -3.88 \cdot 10^7 \text{ Pa}$  (que es el calculado teóricamente), pero se ve como aun así el resultado es prácticamente 1. Con el resultado teórico de  $\sigma_2$ , la pieza fallaría.

## 6.3.7. Equilibrio de la pieza

En este apartado se mostrarán las reacciones producidas en el empotramiento para compensar los esfuerzos aplicados en la pieza (Figura 6.18 y Figura 6.19).

El procedimiento para obtener estas reacciones viene explicado en las páginas 154 y 155 de [9].

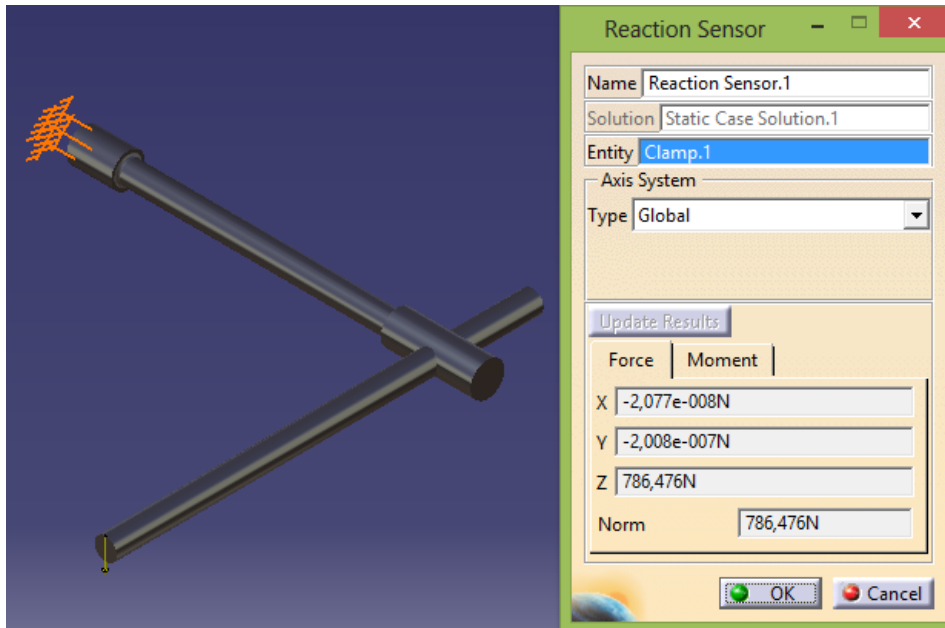


Figura 6.18. Fuerzas de reacción en el empotramiento.

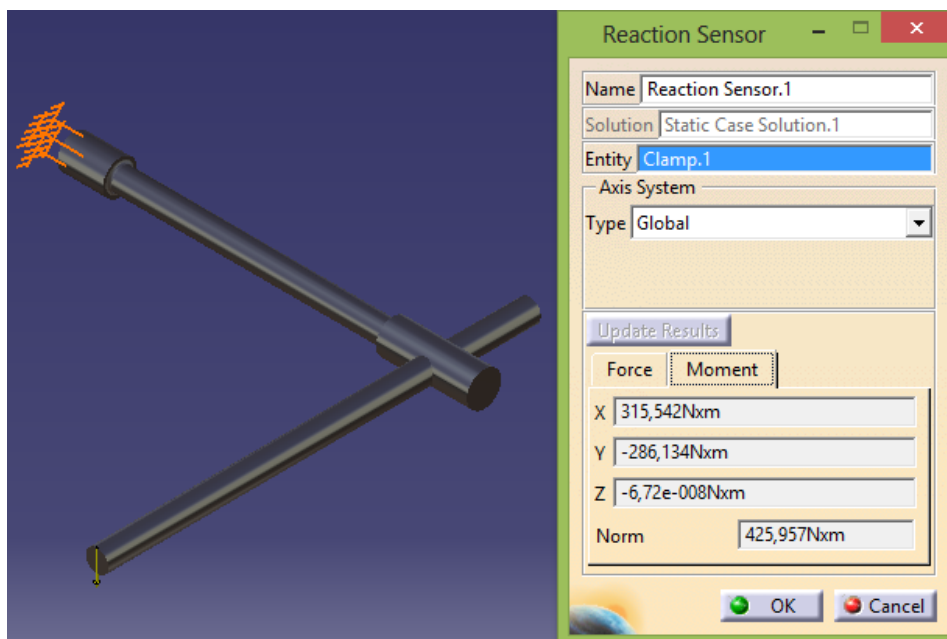


Figura 6.19. Momentos generados en el empotramiento.

Como paso en el ejercicio anterior, la reacción vertical en el empotramiento es  $F_z=786.476$  N que es diferente de la fuerza aplicada en el extremo de la palanca  $F_z=744.19$  N. Sin tener en cuenta la acción de la gravedad, el resultado obtenido se muestra en la Figura 6.20:

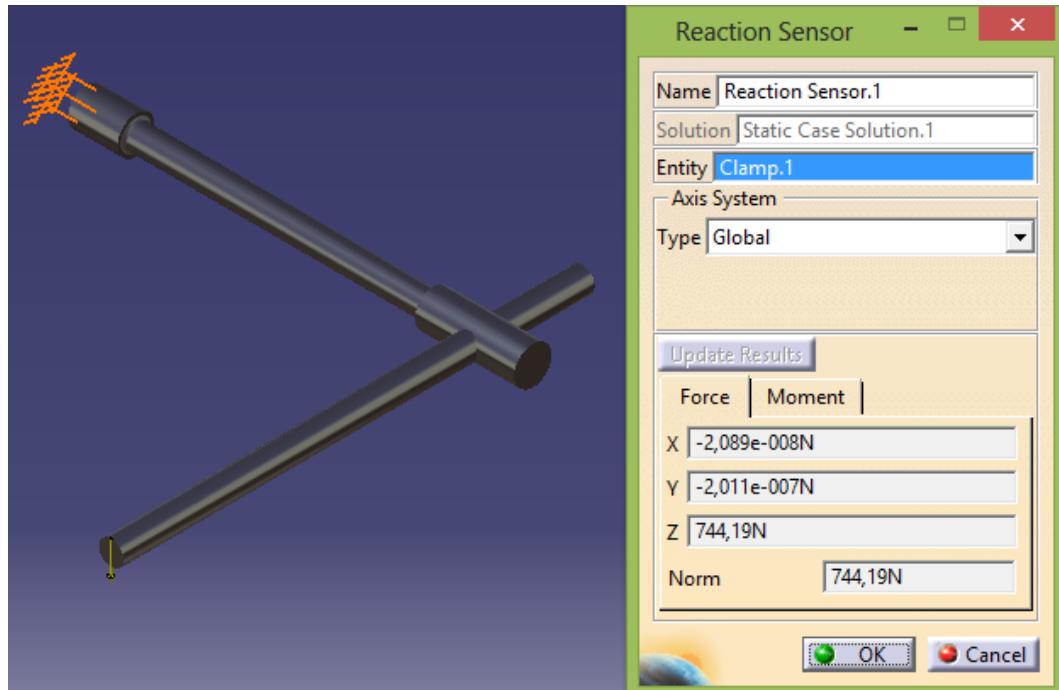


Figura 6.20. Fuerzas de reacción sin gravedad.

En cuanto a los momentos mostrados en la Figura 6.19 que se producen en el empotramiento, el valor del momento que ofrece CATIA  $M_y=-286.134$  Nm es la reacción que equilibra el momento torsor que se produce en la barra OC, y el valor de  $M_x=315.542$  Nm es la reacción que equilibra el momento flector que se produce en la barra OC.

## 6.4. Estudio de la pieza “caso real”

### 6.4.1. Malla empleada

En este caso sí que se va a tener en cuenta la concentración de tensiones, por lo tanto la malla global empleada será de tetraedros parabólicos (apartado 2.2.4.2 de este trabajo), tal y como muestra la Figura 6.21:

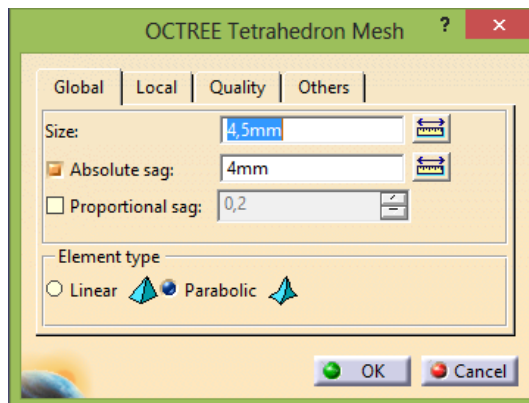


Figura 6.21. Dimensionamiento de la malla parabólica.

### 6.4.2. Estimación del error

El error local que CATIA ha cometido en el cálculo se muestra en las Figuras 6.22 y 6.23:

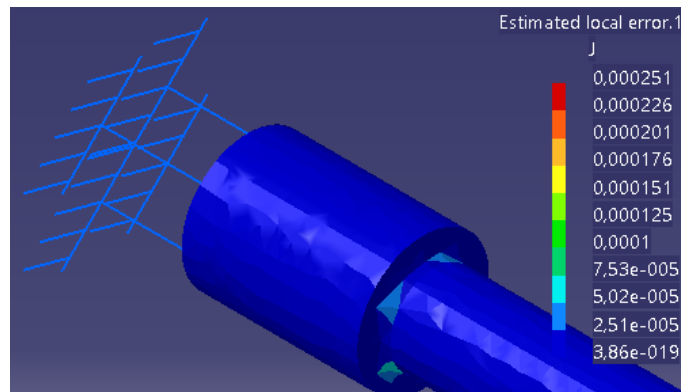


Figura 6.22. Error local cometido (visual).

```
3D elements:  
Components: All  
Precision location: global  
Estimated precision: 0,0109205 J  
Strain energy: 11,0123 J  
Global estimated error rate: 2,22617 %
```

Figura 6.23. Porcentaje de error obtenido.



Como se puede observar el porcentaje de error es  $< 20\%$ . Que el error sea tan pequeño (2.22%) se debe a que la malla de tetraedros parabólicos aporta mayor precisión en las zonas dónde se producen concentraciones de tensiones, y también a que la malla parabólica se adapta mejor que la malla lineal a las piezas de revolución.

#### 6.4.3. Deformaciones

Las deformaciones que experimenta la pieza a causa de la fuerza externa aplicada se muestran en las Figuras 6.24, 6.25 y 6.26:



Figura 6.24. Deformación vista en alzado.

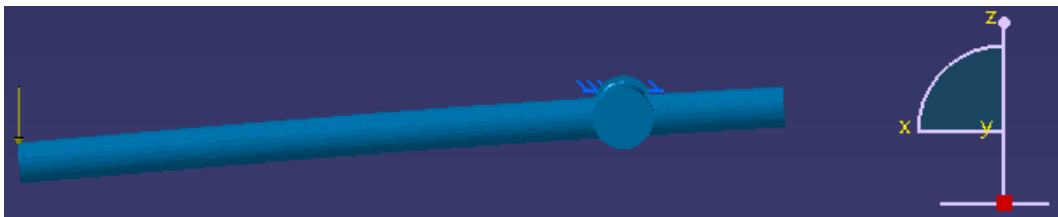


Figura 6.25. Deformación vista perfil derecho.

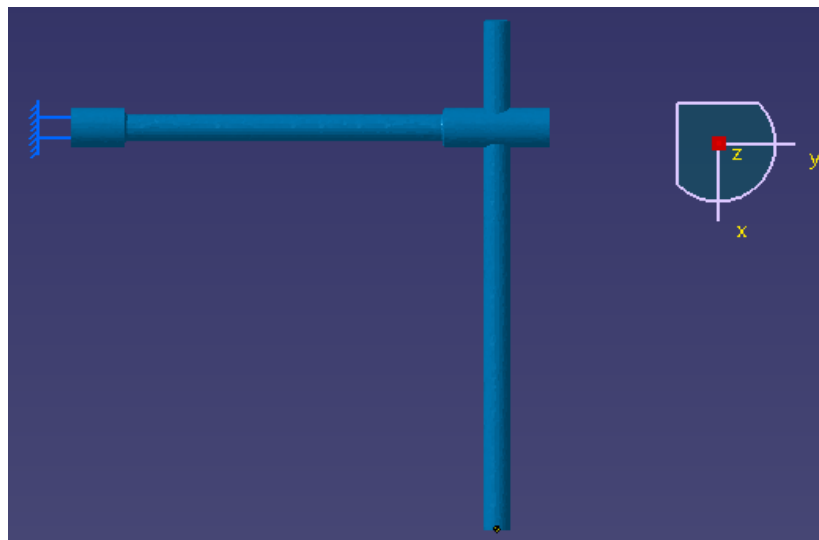


Figura 6.26. Deformación vista en planta.

Como se puede observar, la pieza sólo sufre flexión en los planos  $zx$  y  $zy$ .

## 6.4.4. Desplazamientos

Como ocurría en el “caso teórico”, el desplazamiento es nulo en el empotramiento y máximo en el punto de aplicación de la fuerza, tal y como muestran las Figuras 6.27 y 6.28:

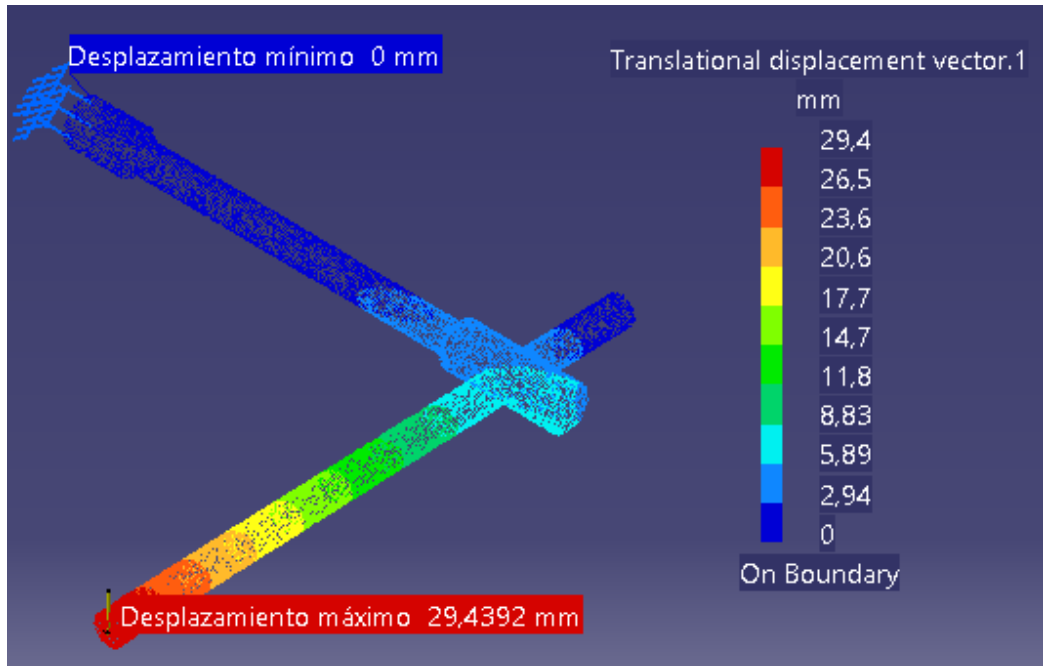


Figura 6.27. Desplazamientos en la palanca empotrada.

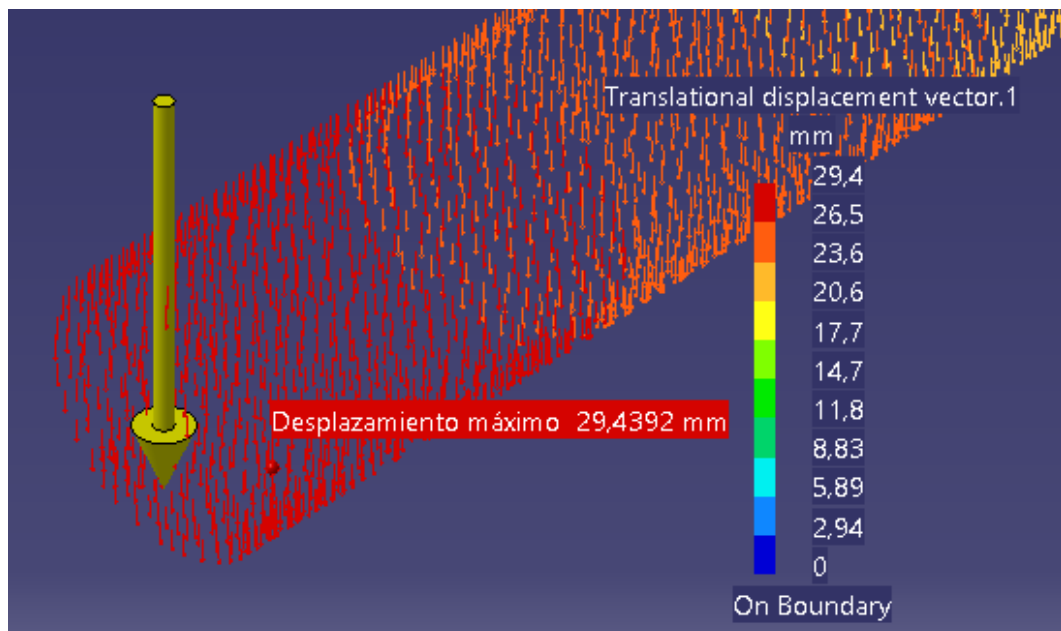


Figura 6.28. Desplazamiento máximo en la palanca empotrada.

## 6.4.5. Tensiones principales

Ahora, como se va a tener en cuenta el factor teórico de la concentración de tensiones  $K_t$ , habrá que corregir la tensión de flexión y la tensión de torsión con ese factor. Los valores que se muestran a continuación son los mismos que para el apartado 5.4.5 dado que la forma de la pieza es la misma, y este factor sólo depende del tipo de carga aplicada y de la naturaleza de la distorsión.

$$(K_t)_{\text{flexión}}=1.58$$

$$(K_t)_{\text{torsión}}=1.38$$

Ahora, con estos valores se corrige el valor de la tensión de flexión y la tensión de torsión:

$$(\sigma_{xf})_{\text{corre}} = (1.64 * 10^8) * 1.58 = 2.6 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$(\tau_{xy})_{\text{corre}} = (8.81 * 10^7) * 1.38 = 1.22 * 10^8 \text{ Pa}$$

Con estos valores, las tensiones principales obtenidas son:

$$\sigma_1 = 3.07 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = -4.7 * 10^7 \text{ Pa}$$

- Tensión principal  $\sigma_1$

Como ocurrió en el “caso teórico”, la tensión principal  $\sigma_1$  sale positiva, por tanto es un esfuerzo de tracción y habrá que buscarlo en la cara de arriba de la sección A.

La tensión principal  $\sigma_1$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 6.29 y 6.30:

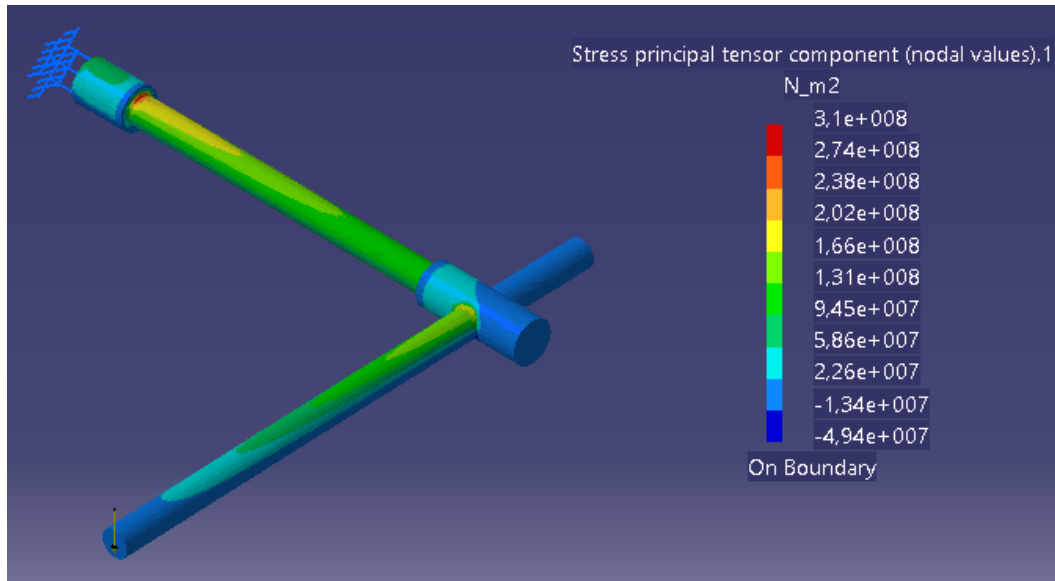


Figura 6.29. Tensión principal  $\sigma_1$  en toda la pieza.

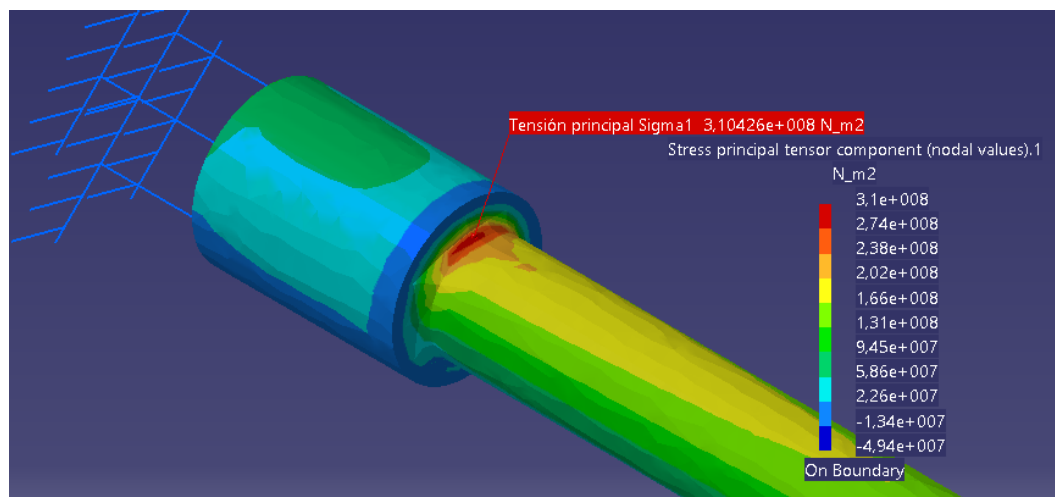


Figura 6.30. Tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A.

Como se puede observar en la Figura 6.30, se corrobora lo analizado anteriormente y el valor máximo de la tensión principal  $\sigma_1$  en la sección A se da en la cara de arriba. El valor obtenido con CATIA es  $\sigma_1 = 3.10426 \cdot 10^8$  Pa, que es prácticamente igual que el valor de  $\sigma_1 = 3.07 \cdot 10^8$  Pa que se calculó teóricamente.

- Tensión principal  $\sigma_2$

El valor de la tensión principal  $\sigma_2$  calculado teóricamente tiene signo negativo, por tanto, es un esfuerzo de compresión y habrá que buscar este valor en la cara inferior de la sección A.

La tensión principal  $\sigma_2$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 6.31, 6.32 y 6.33. En la Figura 6.33 se puede ver cómo en la cara de debajo de la sección A los valores son de compresión, pero en este caso el valor de  $\sigma_2 = -3.86 \cdot 10^7$  Pa dista un poco del valor calculado teóricamente  $\sigma_2 = -4.7 \cdot 10^7$  Pa.

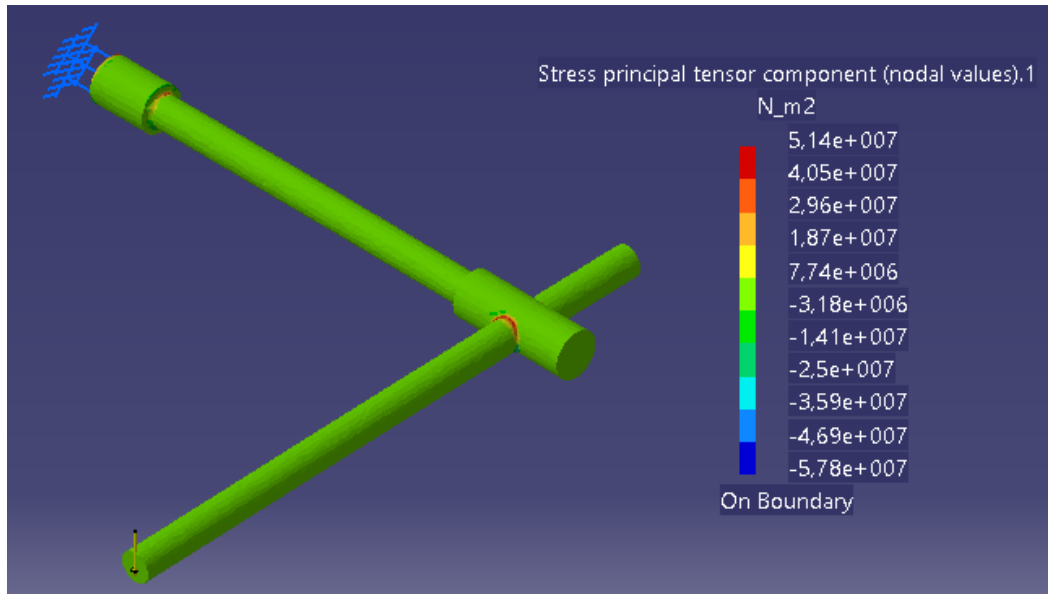


Figura 6.31. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte superior de la pieza.

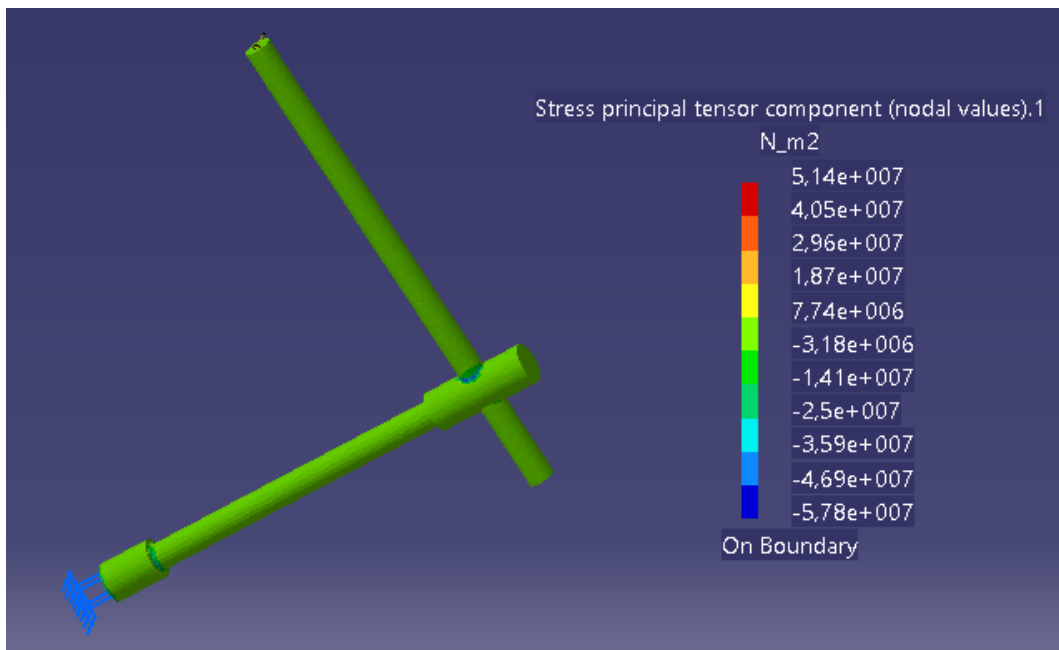


Figura 6.32. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte inferior de la pieza.

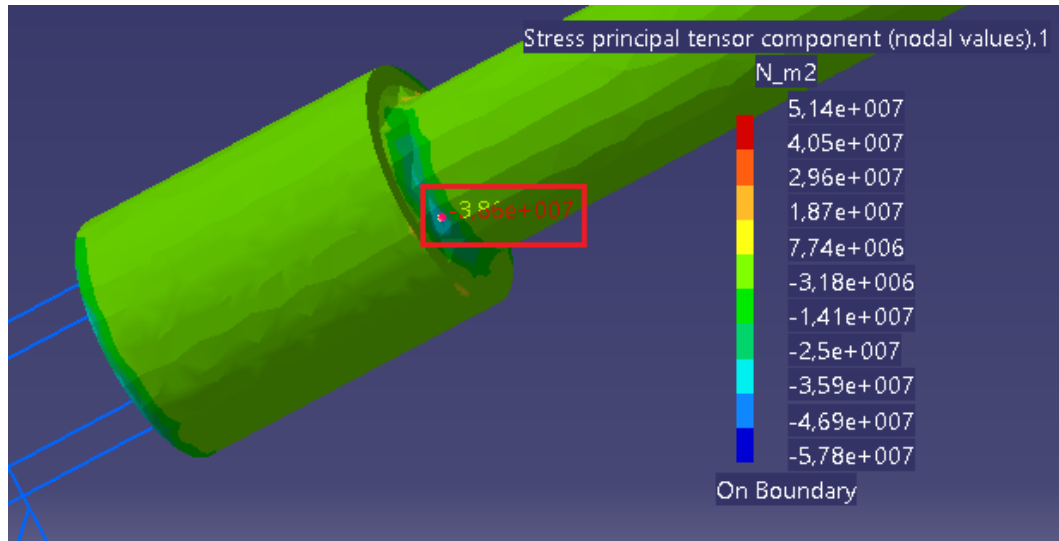


Figura 6.33. Tensión principal  $\sigma_2$  en la cara inferior de la sección A.

#### 6.4.6. Criterio de Coulomb-Mohr

Las tensiones principales obtenidas con CATIA son:

$$\sigma_1 = 3.10426 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = -3.86 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

Aplicando la Ecuación 2 (teniendo en cuenta un factor de seguridad  $n=1$ ) se obtiene:

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} = 1$$

$$\frac{3.10426 \cdot 10^8}{214 \cdot 10^6} - \frac{(-3.86 \cdot 10^7)}{752 \cdot 10^6} = 1.5019 > 1$$

En este caso, se obtiene que la pieza fallará en la sección A.

## 6.4.7. Equilibrio de la pieza

En este apartado se mostrarán las reacciones producidas en el empotramiento para compensar los esfuerzos aplicados en la pieza, tal y como muestran las Figuras 6.34 y 6.35:

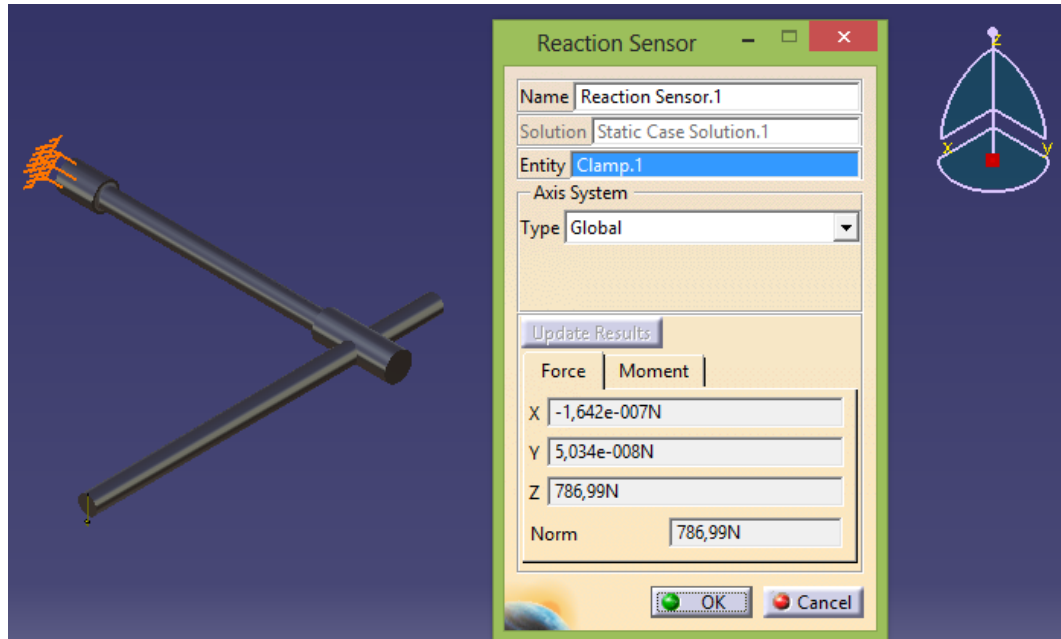


Figura 6.34. Fuerzas de reacción en el empotramiento.

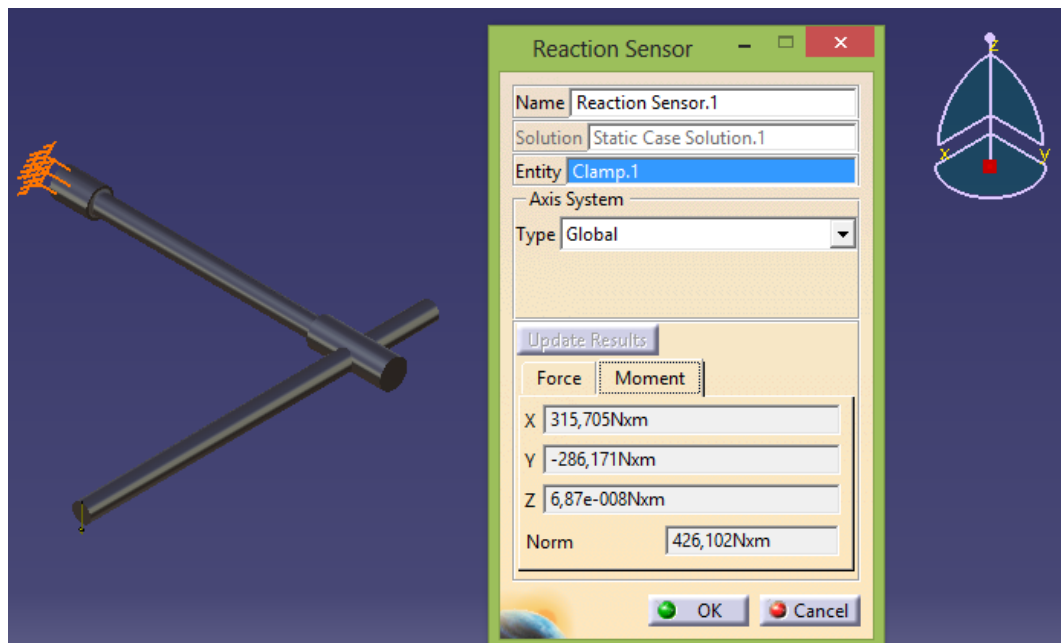


Figura 6.35. Momentos generados en el empotramiento.

Si no se tiene en cuenta la gravedad, la reacción vertical en el empotramiento es  $F_z=744.19$  N, tal y como muestra la Figura 6.36:

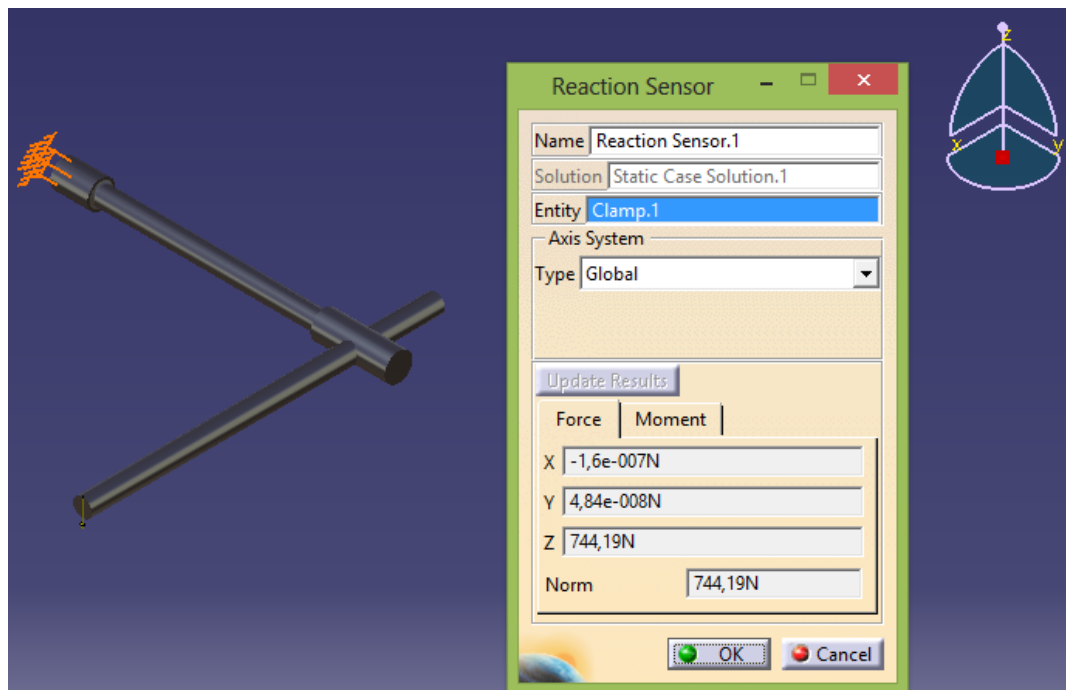


Figura 6.36. Fuerzas de reacción sin gravedad.

En cuanto a los momentos mostrados en la Figura 6.35 que se producen en el empotramiento, los valores de los momentos que ofrece CATIA son:

- $M_x = 315.705 \text{ Nm}$
- $M_y = -286.171 \text{ Nm}$

Nuevamente los resultados que ofrece CATIA, en cuanto a momentos, son prácticamente iguales con la malla de tetraedros lineales y con la malla de tetraedros parabólicos.



## 7. Eje rotativo

### 7.1. Pieza a realizar

La pieza de la Figura 7.1 es un eje rotativo soportado por cojinetes de bolas en los puntos A y D y está sometido a la fuerza no rotativa  $F=6800$  N.

La pieza está fabricada en acero AISI 1050, estirado en frío y acabado a máquina y su límite de fluencia es  $S_y=580$  MPa. El radio de entalle es de 3 mm.

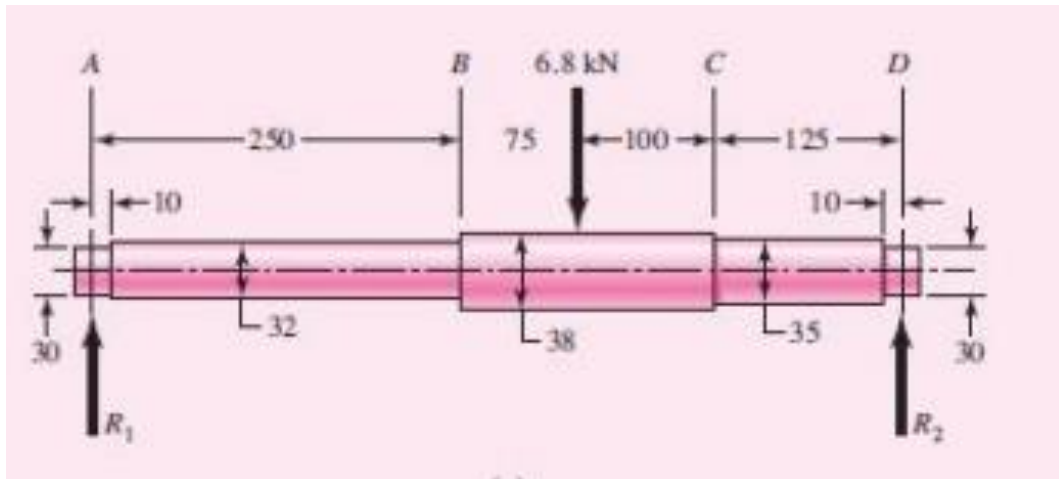


Figura 7.1. Eje rotativo de acero.

Las características del material empleado en la simulación se muestran en la Figura 7.2:

<b>Material</b>	Steel
<b>Young's modulus</b>	2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	5,8e+008N_m2

Figura 7.2. Características del acero empleado.

## 7.2. Análisis previo de la pieza

### 7.2.1. Comportamiento y puntos de fallo

La pieza realizada con CATIA se muestra en la Figura 7.3:

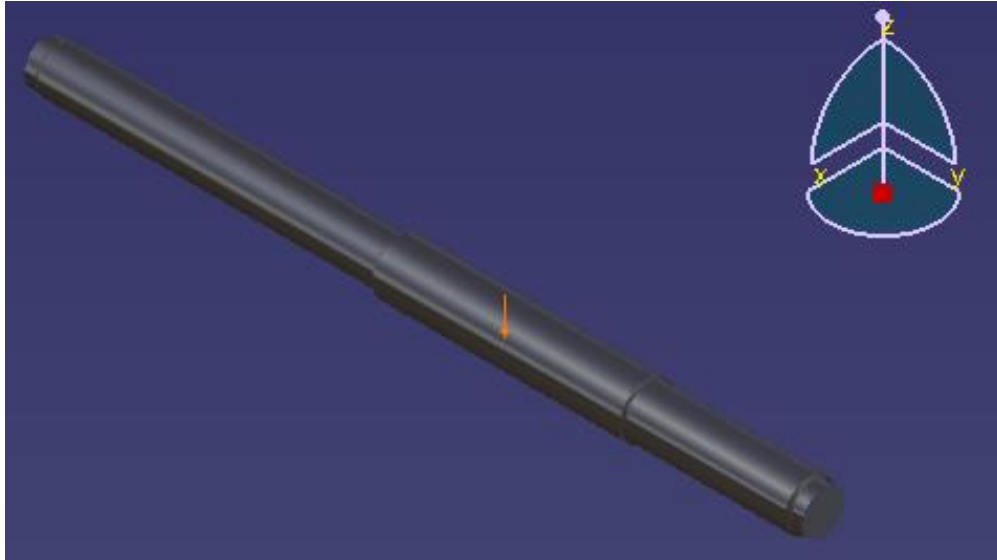


Figura 7.3. Eje rotativo realizado con CATIA.

- Primero se analizarán los posibles puntos de rotura:
  - Las secciones B y C tienen cambios de sección por tanto serán puntos candidatos a fallar.
  - El punto de aplicación de la fuerza F también tendrá una concentración de esfuerzos elevada.

Entre las secciones B y C, si la pieza fallara lo haría por la sección B dado que tiene un mayor cambio de sección que la sección C y además el punto B soporta un mayor momento.

Entre la sección B y el punto de aplicación de la fuerza F la pieza fallará por la sección B, dado que la tensión que soporta la sección B (aun sin corregir) es mayor que la tensión que soporta el punto de aplicación de la fuerza F. Esto es debido al cambio de sección.

Conclusión: Si la pieza fallase lo haría por la sección B.

- En cuanto a la concentración de tensiones en la pieza, como se ha visto en el punto anterior; las mayores concentraciones de tensiones se tendrán que dar en las secciones B y C. En el punto de aplicación de la fuerza F la concentración de esfuerzos también será muy elevada, y en los puntos A y D la concentración de tensiones será muy pequeña



dado que ahí los esfuerzos los absorben los apoyos de la pieza (en este caso los cojinetes de bolas).

- Dado que la fuerza aplicada es perpendicular al plano  $xy$ , la flexión de la pieza sólo se podrá producir en el plano  $yz$ .
- El mayor desplazamiento se producirá en el punto de aplicación de la fuerza dado que en los extremos la pieza está apoyada en los cojinetes de bolas.

### 7.2.2. Condiciones de frontera

Una vez analizado el comportamiento de la pieza hay que razonar cuáles tienen que ser las condiciones de frontera. Este caso es más complicado que la palanca empotrada dado que aquí la pieza ya no está empotrada. Para deducir las condiciones de frontera se utilizarán los razonamientos que se han hecho en el apartado 7.2.1.

- La pieza está apoyada en dos cojinetes de bolas. Estos cojinetes permiten sólo la rotación de la pieza en torno a su eje de revolución, pero impide los movimientos de estos puntos de apoyo en los tres ejes, por tanto habrá que restringir esos tres movimientos.
- La pieza sólo puede tener flexión en el plano  $yz$ , por tanto en los puntos donde la pieza esté apoyada (cojinetes de bolas) habrá que impedir las rotaciones en torno a los ejes  $z$  e  $y$ .
- Se podría pensar en permitir la rotación en torno al eje  $y$  (dado que es la que permiten los cojinetes), pero hay que tener en cuenta que lo que se va a realizar es un análisis estático y por tanto aquí la pieza no está girando (la rotación del eje sólo afecta para el análisis a fatiga). La rotación en torno al eje  $y$  habría que ponerla si el eje de revolución fuera el eje  $x$ .

### 7.2.3. Aplicación de las condiciones de frontera

En este caso las condiciones de frontera se establecerán con la herramienta “*User-defined Restraint*” vista en el apartado 3.3.4. Para ello habrá que utilizar la herramienta “*Smooth Virtual Part*” explicada en el apartado 4.2.1.

NOTA: Tanto la herramienta “*Smooth Virtual Part*” como la herramienta “*User-defined Restraint*” habrá que aplicarlas dos veces cada una, dado que

hay que hacerla en cada cara extremo de la barra por separado (primero se crea el elemento virtual en una cara, luego se aplica las restricciones a ese elemento virtual y luego se procede a hacer lo mismo en la otra cara).

- Herramienta “*Smooth Virtual Part*”.

Para poder representar el apoyo del eje rotativo en los cojinetes de bolas, primero habrá que generar un elemento virtual que englobe la cara que está apoyada en el cojinete para que toda ella tenga las mismas restricciones.

El cuadro de diálogo de la herramienta “*Smooth Virtual Part*” se muestra en la Figura 7.4:

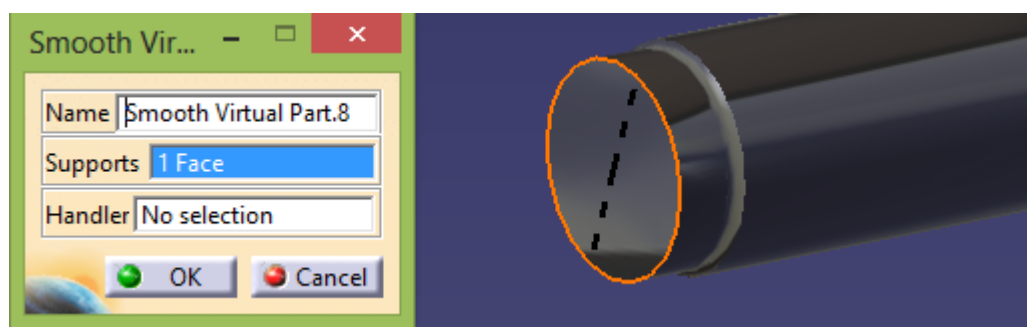


Figura 7.4. Cuadro de diálogo de la herramienta “*Smooth Virtual Part*”.

En “*Supports*” hay que marcar la cara del extremo de la barra. Al hacer esto se genera la línea discontinua negra que se ve en la Figura 7.4 que representa el elemento virtual. En “*Handler*” se puede poner el punto de apoyo, si no se marca ningún punto el programa toma uno por defecto (en este caso al ser una recta toma como punto de apoyo el centro de la recta, si la sección fuera cuadrada tomaría como punto de apoyo el punto donde se cruzasen las dos diagonales que unen los vértices del cuadrado).

Ya estaría creado el elemento virtual en esa cara.

- Herramienta “*User-defined Restraint*”.

Ahora se aplicarán las restricciones de los grados de libertad que tienen las superficies en contacto con los cojinetes. Estas restricciones de los grados de libertad se aplicarán al punto de apoyo, dado que los movimientos que realice el punto de apoyo serán los que realice toda la cara (gracias al elemento virtual creado previamente).

A continuación, en la herramienta “*User-defined Restraint*” se limitarán los grados de libertad de la pieza de acuerdo a lo razonado en el punto 7.2.2, tal y como muestra la Figura 7.5:

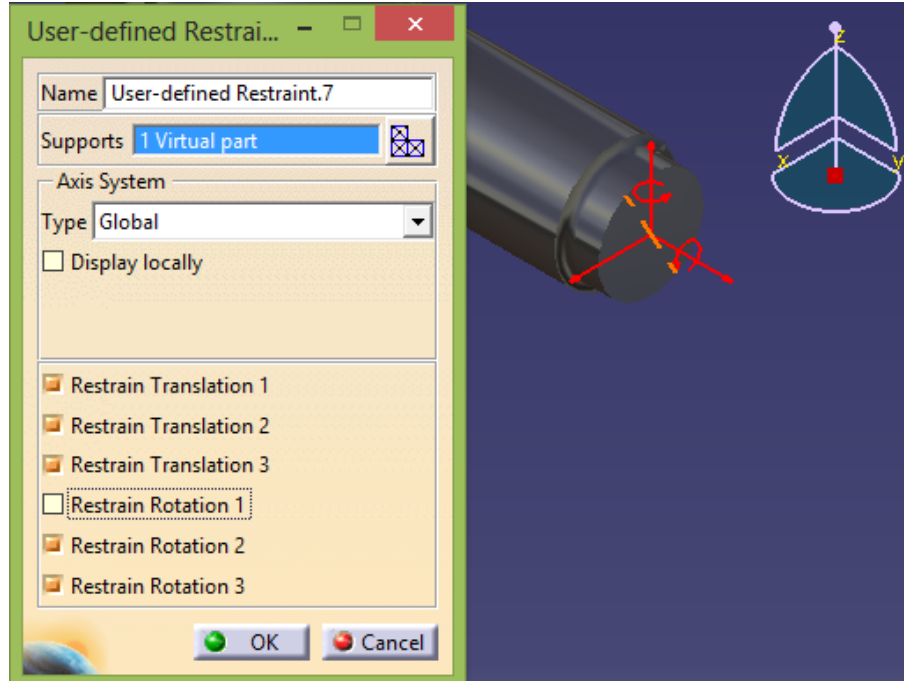


Figura 7.5. Restricciones de los grados de libertad de la pieza.

En “*Supports*” hay que seleccionar el elemento virtual creado en esa cara. Al seleccionar el elemento virtual como soporte, las restricciones de los grados de libertad se aplican automáticamente al punto de apoyo que se creó en dicho elemento virtual. En “*Type*” se selecciona la opción “*Global*” porque nuestra pieza está creada respecto al sistema de referencia global de CATIA, y a continuación se restringen todos los movimientos excepto el de rotación en torno al eje x.

Hay que hacer esto en las dos caras.

La pieza final con las condiciones de contorno aplicadas sería la mostrada en la Figura 7.6:

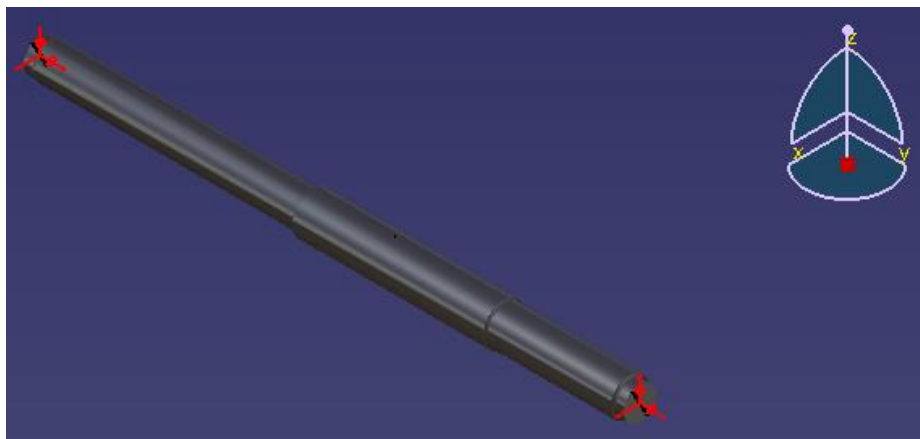


Figura 7.6. Eje rotativo soportado por cojinetes.

### 7.3. Estudio de la pieza “caso teórico”

#### 7.3.1. Malla empleada

Como se explicó en el apartado 2.2.4.2 de este trabajo, si no se tiene en cuenta la concentración de tensiones hay que emplear una malla lineal.

La malla lineal a utilizar en este caso se muestra en la Figura 7.7:

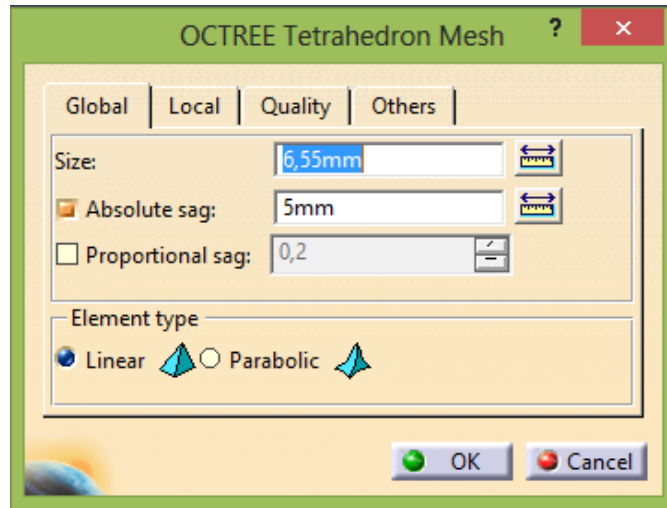


Figura 7.7. Dimensionamiento de la malla lineal.

#### 7.3.2. Estimación del error

El error local que CATIA ha cometido en el cálculo se muestra en las Figuras 7.8 y 7.9:

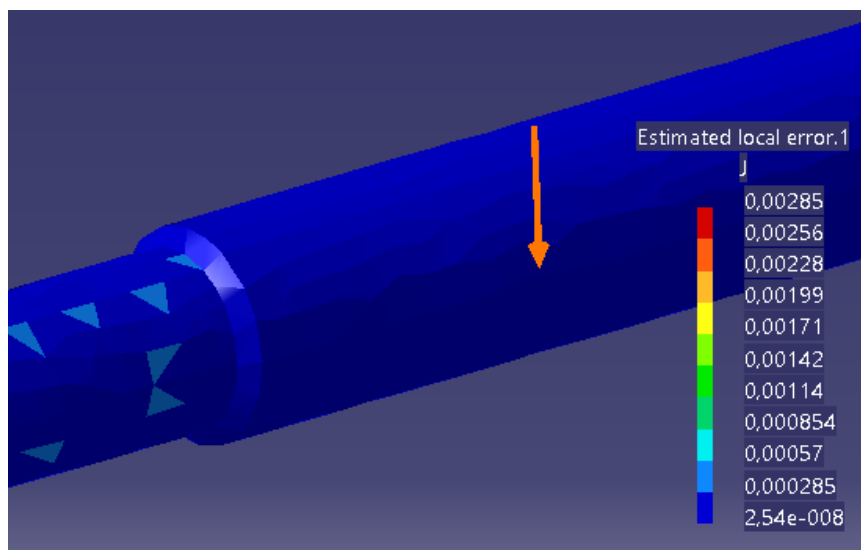


Figura 7.8. Error local cometido (visual).

```
Filters
1D elements:
  Components: All
3D elements:
  Components: All
Precision location: global
Estimated precision: 0,969615 J
Strain energy: 4,03986 J
Global estimated error rate: 32,7334 %
```

Figura 7.9. Porcentaje de error obtenido.

Como se puede observar el porcentaje de error es  $32.73\% > 20\%$ . Esto es debido a que la malla empleada es lineal y esto conlleva una menor precisión. En este caso no hay que refinar la malla porque esta malla es la que aporta el valor de las tensiones principales calculadas teóricamente.

### 7.3.3. Deformaciones

Las deformaciones que experimenta la pieza a causa de la fuerza externa aplicada se muestran en las Figuras 7.10, 7.11 y 7.12:

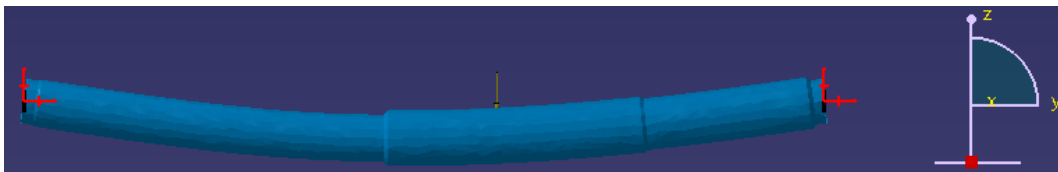


Figura 7.10. Deformación vista en alzado.



Figura 7.11. Deformación vista perfil derecho.



Figura 7.12. Deformación vista en planta.

La pieza sólo sufre flexión en el plano yz, corroborando lo que se analizó en el apartado 7.2.1.

## 7.3.4. Desplazamientos

En las Figuras 7.13 y 7.14 se puede ver que en la sección B del eje rotativo el desplazamiento es máximo:

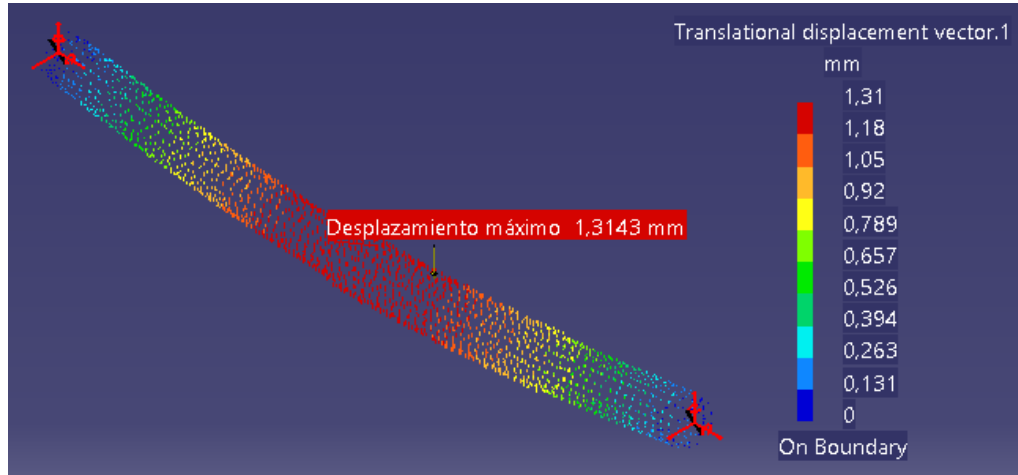


Figura 7.13. Desplazamientos en el eje rotativo.

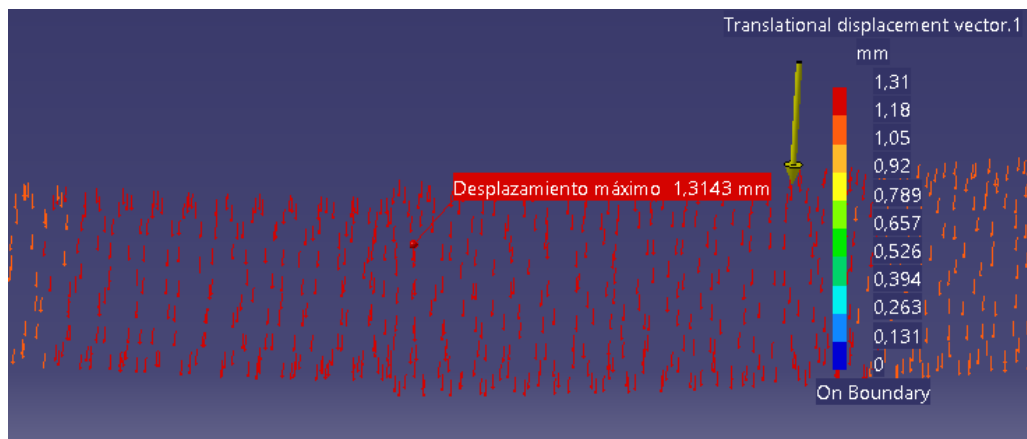


Figura 7.14. Desplazamiento máximo en el eje rotativo.

## 7.3.5. Tensiones principales

Aplicando la Ecuación 4 se obtiene el valor de la tensión de flexión ( $\sigma_{xf}$ ):

$$\sigma_{xf} = 2.16 * 10^8 Pa$$

Los valores de las tensiones principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  se obtienen aplicando la Ecuación 3:

$$\sigma_1 = 2.16 * 10^8 Pa$$

$$\sigma_2 = 0 Pa$$



- Tensión principal  $\sigma_1$

Viendo el valor de  $\sigma_1$  obtenido con el cálculo teórico, se puede observar que tiene signo positivo. Esto indica que es un esfuerzo de tracción, por lo tanto en la simulación de nuestra pieza habrá que buscar el valor de  $\sigma_1$  en la cara de abajo de la sección B, dado que viendo las deformaciones de la pieza (vistas en el apartado 7.3.3) se observa cómo la cara de arriba de la sección B está trabajando a compresión y la cara de abajo a tracción.

La tensión principal  $\sigma_1$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 7.15 y 7.16:

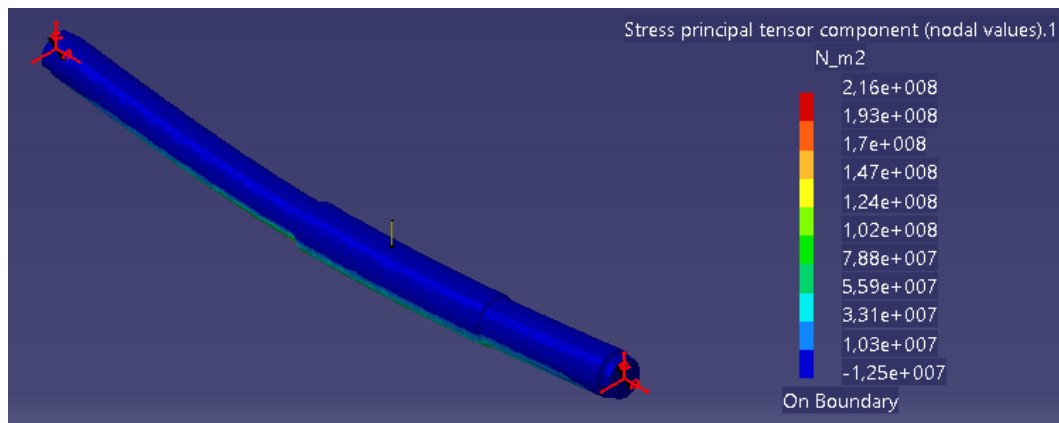


Figura 7.15. Tensión principal  $\sigma_1$  en toda la pieza.

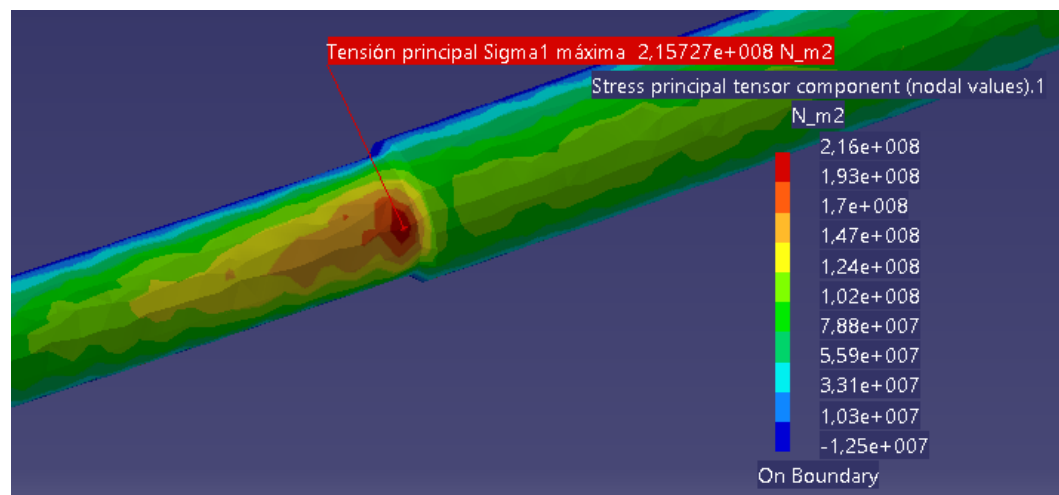


Figura 7.16. Tensión principal  $\sigma_1$  en la sección B.

Como se puede observar en la Figura 7.16, se corrobora lo analizado anteriormente y el valor máximo de la tensión principal  $\sigma_1$  en la sección B se da en la cara de abajo. El valor obtenido con CATIA  $\sigma_1 = 2.16 \cdot 10^8$  Pa es exactamente igual que el valor de  $\sigma_1 = 2.16 \cdot 10^8$  Pa que se calculó teóricamente.

- Tensión principal  $\sigma_2$

A continuación, se calculará el valor de la tensión principal  $\sigma_2$ . Ahora el valor de la tensión principal  $\sigma_2$  tiene valor nulo.

La tensión principal  $\sigma_2$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 7.17, 7.18 y 7.19. En la Figura 7.19 se puede ver cómo se propaga la tensión principal  $\sigma_2$  en la sección crítica B, pero en ningún punto toma el valor  $\sigma_2 = 0$  Pa:

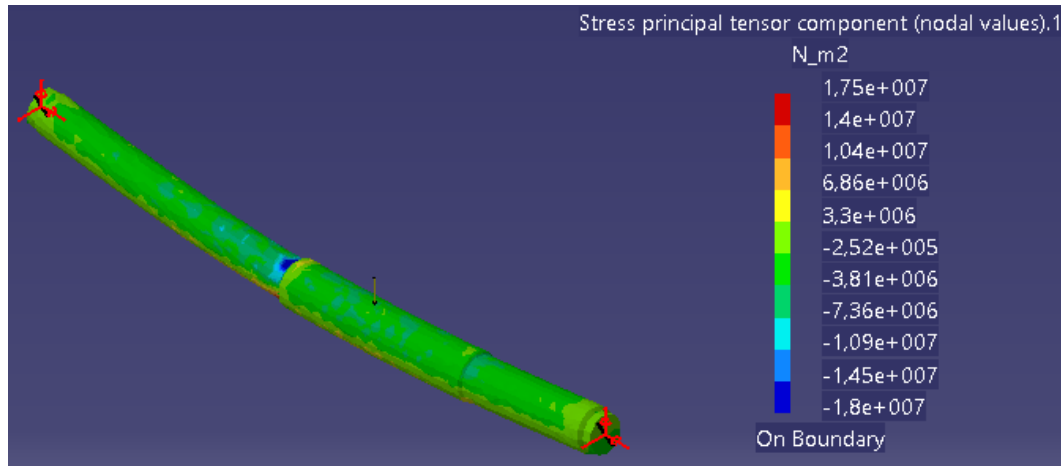


Figura 7.17. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte superior de la pieza.



Figura 7.18. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte inferior de la pieza.

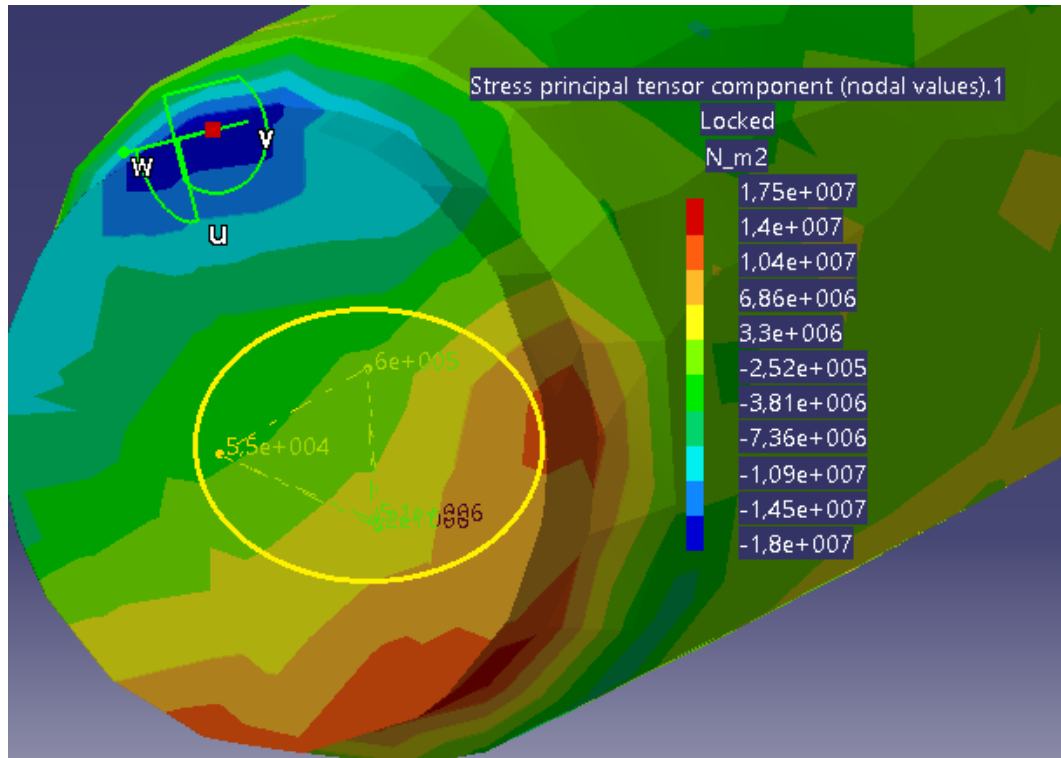


Figura 7.19. Propagación de la tensión principal  $\sigma_2$  en la sección B.

### 7.3.6. Tensión de Von Mises

La tensión de Von Mises en las diferentes zonas de la pieza se muestra en las Figuras 7.20 y 7.21:

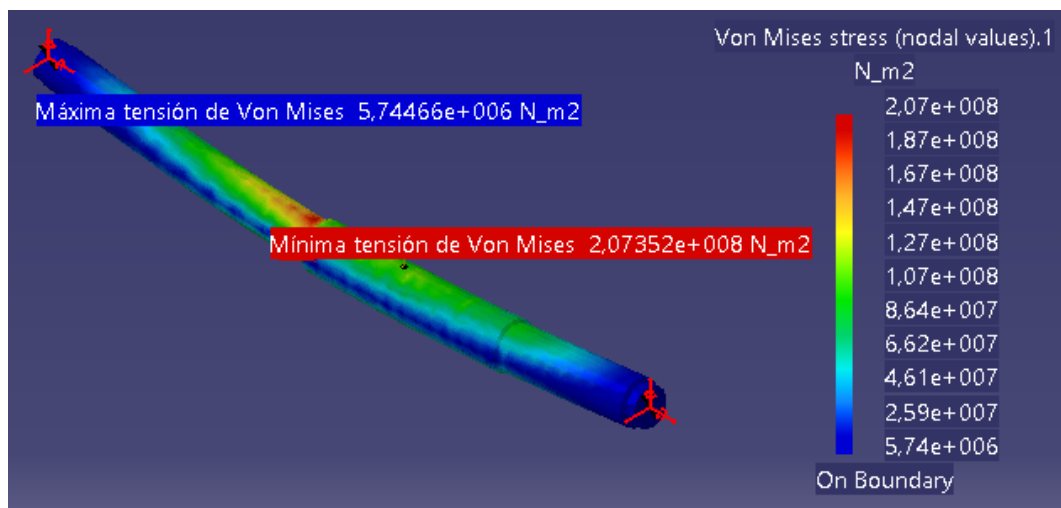


Figura 7.20. Tensión de Von Mises en toda la pieza.

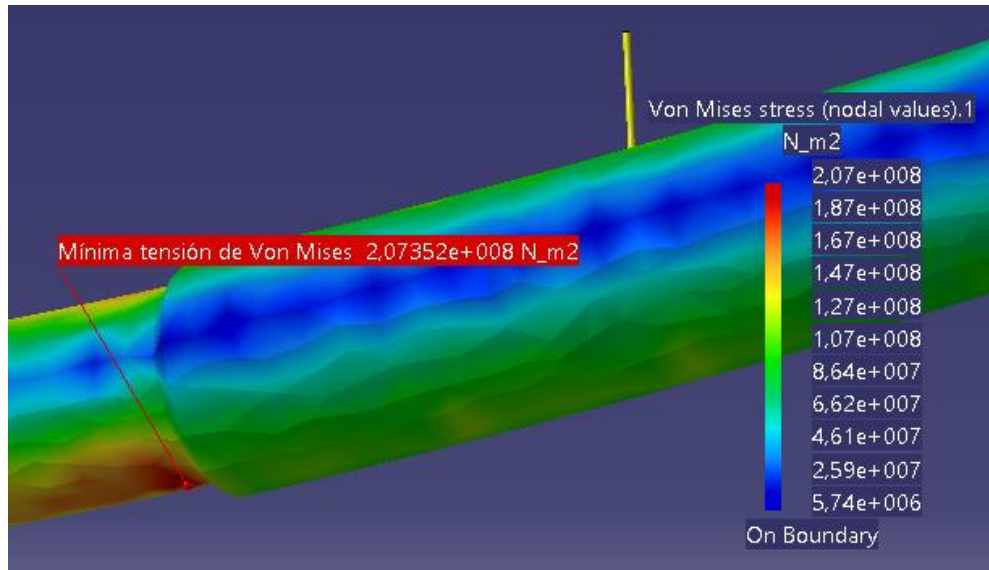


Figura 7.21. Valor máximo de la tensión de Von Mises.

Se puede observar cómo la máxima tensión de Von Mises se alcanza en la sección B ( $\sigma=2,07 \cdot 10^8$  Pa), y que la tensión de Von Mises en la sección B es mucho mayor que la que se produce en la sección C o en el punto de aplicación de la fuerza F.

En este caso la pieza no fallaría en ningún punto, dado que en la sección B que es la que tiene la máxima tensión de Von Mises, es inferior al límite de fluencia del material ( $207 \text{ MPa} < 580 \text{ MPa}$ ).

En la Figura 7.22 se puede observar el cuadro de información que ofrece CATIA para poder comparar la tensión máxima de Von Mises con el límite de fluencia del material.

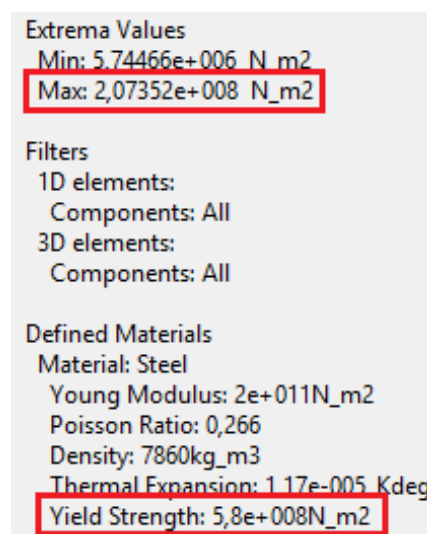


Figura 7.22. Cuadro de diálogo de la tensión de Von Mises.

## 7.3.7. Equilibrio de la pieza

En este apartado se mostrarán las reacciones producidas en los cojinetes de bolas para compensar los esfuerzos aplicados en la pieza.

El procedimiento para obtener estas reacciones viene explicado en las páginas 154 y 155 de [9].

En el cojinete de bolas A, las reacciones se muestran en la Figura 7.23:

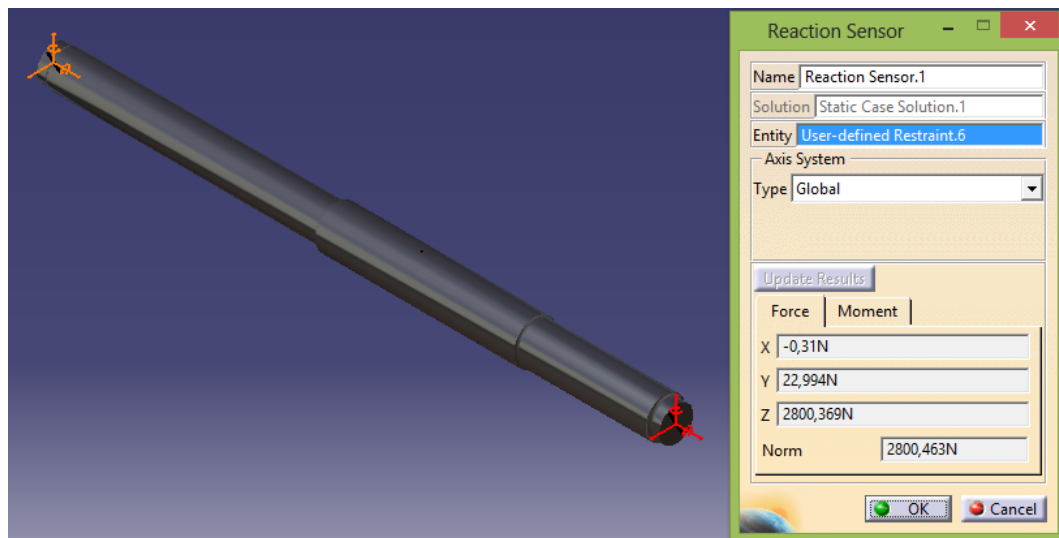


Figura 7.23. Fuerzas de reacción en el cojinete de bolas A.

En el cojinete de bolas D, las reacciones se muestran en la Figura 7.24:

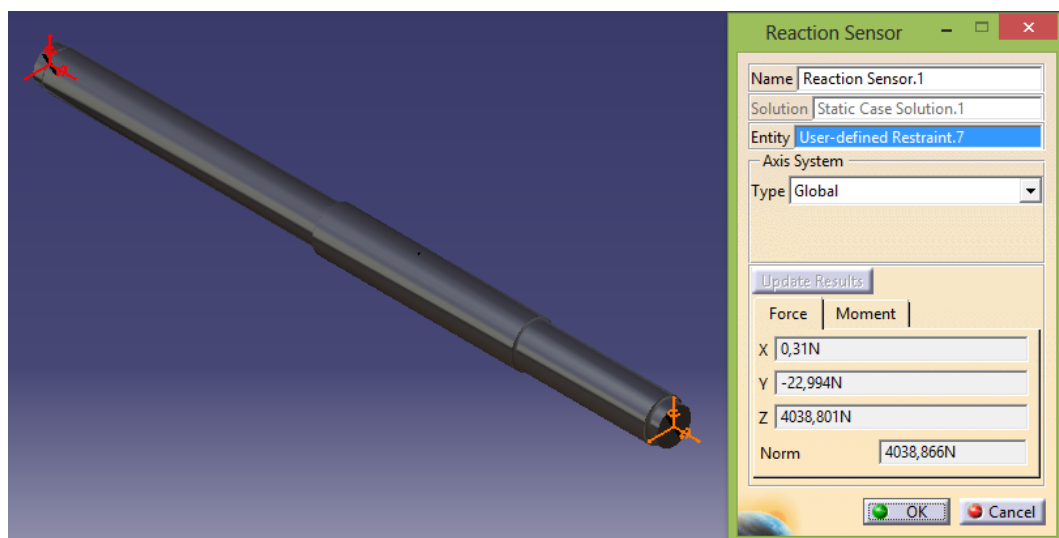


Figura 7.24. Fuerzas de reacción en el cojinete de bolas D.

En el cojinete de bolas A, los momentos que se producen se muestran en la Figura 7.25:

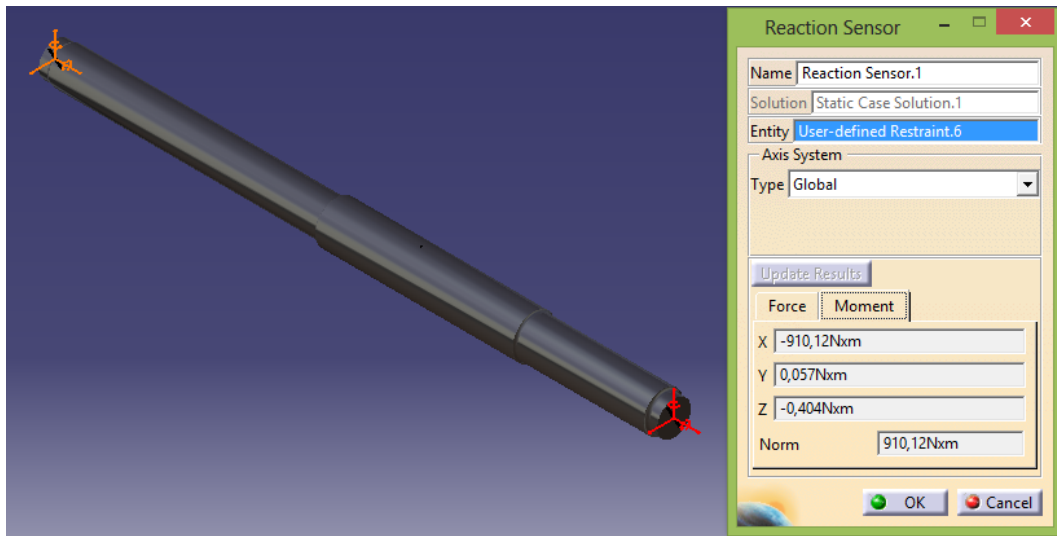


Figura 7.25. Momentos que se producen en el cojinete de bolas A.

En el cojinete de bolas D, los momentos que se producen se muestran en la Figura 7.26:

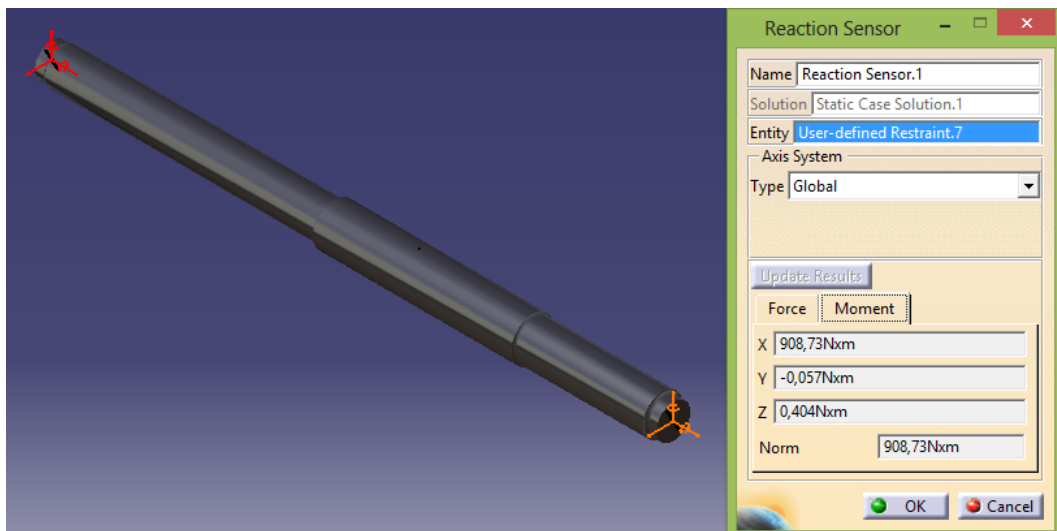


Figura 7.26. Momentos que se producen en el cojinete de bolas D.

La reacción vertical en el cojinete A es  $R_{Az} = 2800.369$  N y en el cojinete B es  $R_{Bz} = 4038.801$  N, la suma total es  $R_z = 6839.17$  N. Esta fuerza de reacción vertical total es diferente de 6800 N que es la fuerza aplicada, pero es debido a la acción de la gravedad.

Si no se tiene en cuenta la acción de la gravedad se obtiene lo siguiente:

En el cojinete de bolas A, las reacciones se muestran en la Figura 7.27:

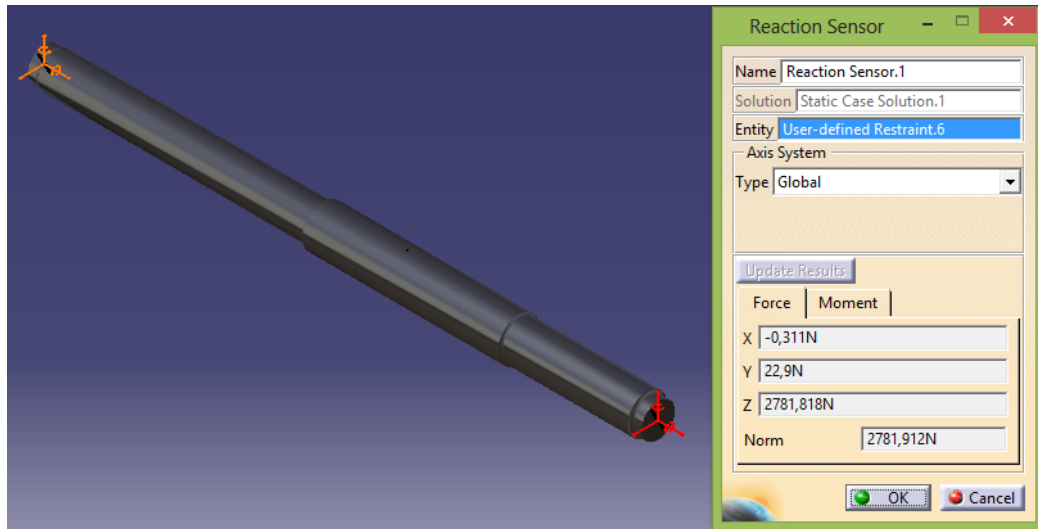


Figura 7.27. Fuerzas de reacción en el cojinete de bolas A sin la gravedad.

En el cojinete de bolas D, las reacciones se muestran en la Figura 7.28:

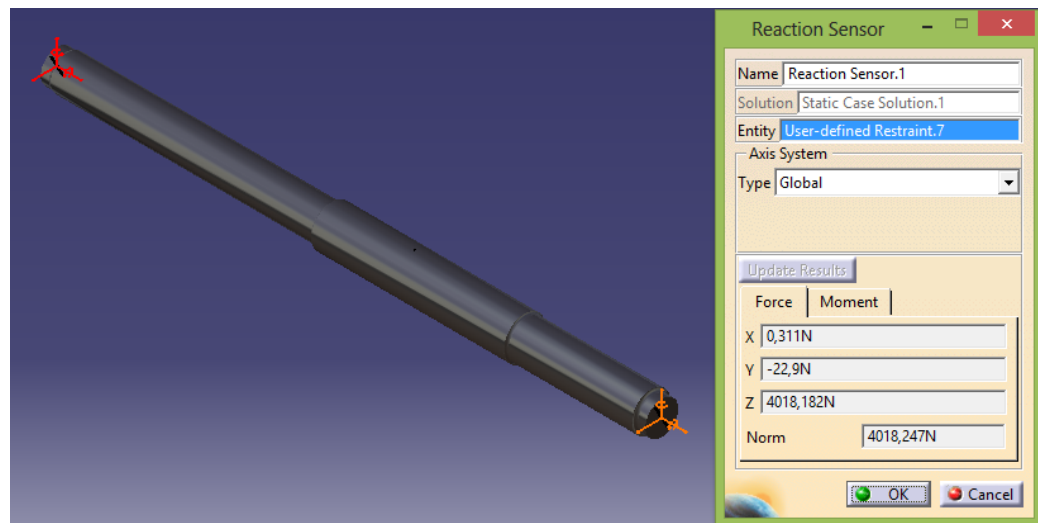


Figura 7.28. Fuerzas de reacción en el cojinete de bolas D sin la gravedad.

Ahora, la reacción vertical en el cojinete A es  $R_{Az} = 2781.818$  N y en el cojinete B es  $R_{Bz} = 4018.182$  N, la suma total es  $R_z = 6800$  N, que es el valor de la fuerza F aplicada.

En cuanto a los momentos mostrados en las figuras 7.25 y 7.26 que se producen en los cojinetes de bolas, se puede ver que el único momento distinto de cero es  $M_x$ , cosa lógica dado que la flexión se produce en el plano yz. Como consecuencia, los momentos  $M_y$  y  $M_z$  son prácticamente nulos.



(siempre existe una mínima flexión en los otros planos, dado que no es una flexión perfecta en el plano yz).

#### 7.4. Estudio de la pieza “caso real”

##### 7.4.1. Malla empleada

En este caso sí que se va a tener en cuenta la concentración de tensiones, por lo tanto la malla global empleada será de tetraedros parabólicos (apartado 2.2.4.2 de este trabajo), tal y como muestra la Figura 7.29:

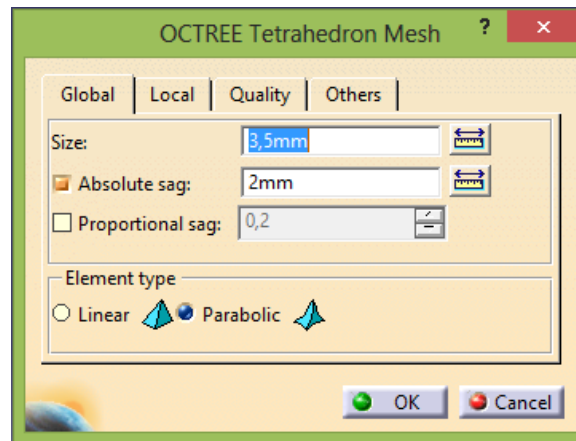


Figura 7.29. Dimensionamiento de la malla parabólica.

##### 7.4.2. Estimación del error

El error local que CATIA ha cometido en el cálculo se muestra en las Figuras 7.30 y 7.31:

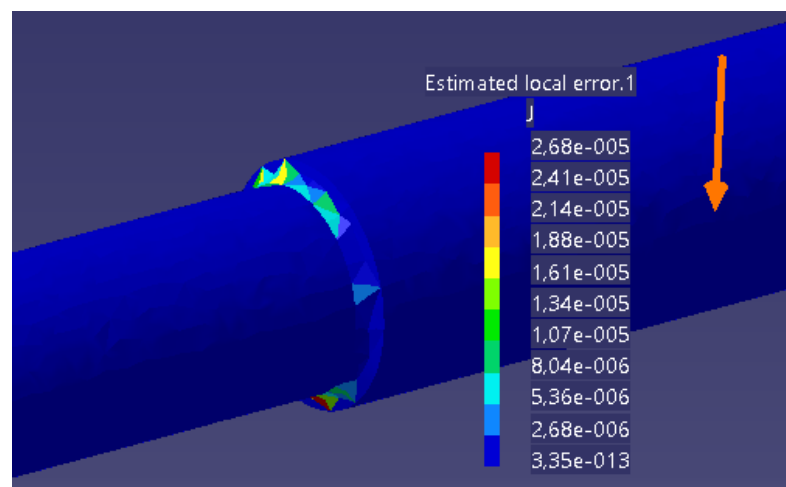


Figura 7.30. Error local cometido (visual).



```
3D elements:  
Components: All  
Precision location: global  
Estimated precision: 0,00195509 J  
Strain energy: 4,50548 J  
Global estimated error rate: 1,47282 %
```

Figura 7.31. Porcentaje de error obtenido.

Como se puede observar el porcentaje de error es  $1.47\% < 20\%$ . Que el error sea tan pequeño se debe a que la malla de tetraedros parabólicos aporta mayor precisión en las zonas dónde se producen concentraciones de tensiones y a que la malla parabólica se adapta mejor que la malla lineal a las piezas de revolución.

Aunque en esta pieza el error en la zona que se quiere estudiar es el más elevado, con la herramienta “*New Adaptivity Entity*” (apartado 4.8) se puede comprobar que este error en esta zona sigue siendo pequeño, tal y como muestra la Figura 7.32:

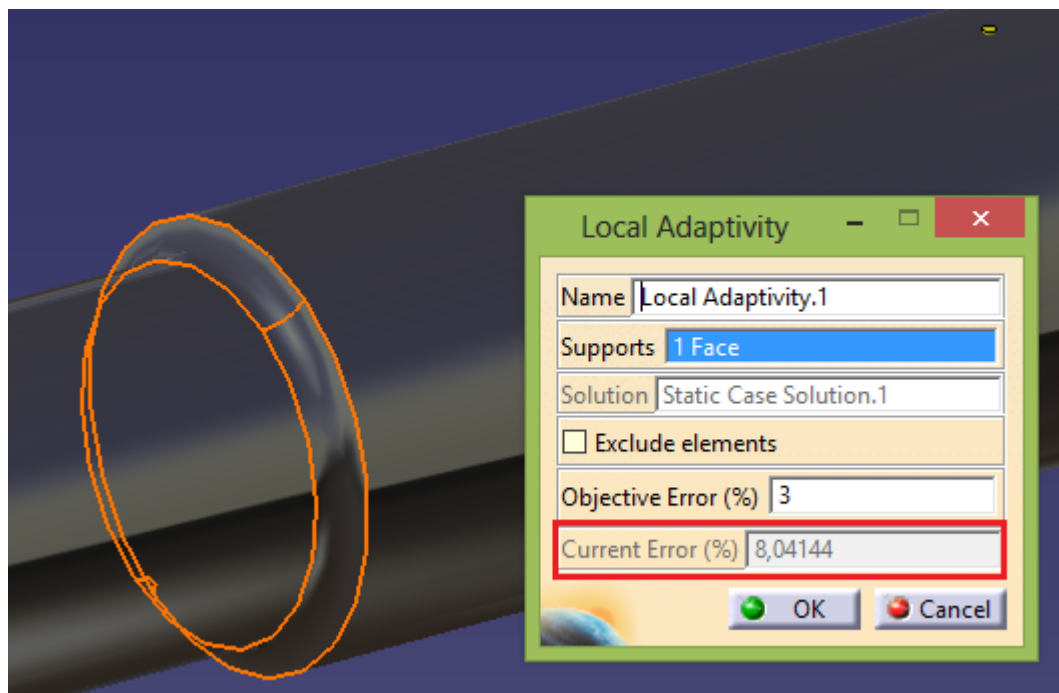


Figura 7.32. Error cometido en el cambio de sección.

## 7.4.3. Deformaciones

Las deformaciones que experimenta la pieza a causa de la fuerza externa aplicada se muestran en las Figuras 7.33, 7.34 y 7.35:

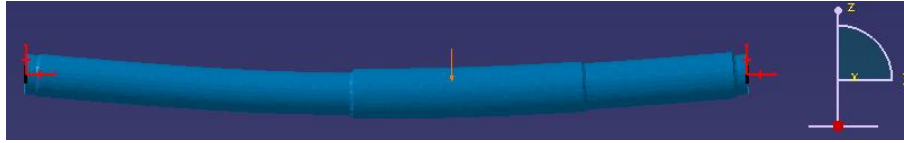


Figura 7.33. Deformación vista en alzado.



Figura 7.34. Deformación vista perfil derecho.



Figura 7.35. Deformación vista en planta.

La pieza sólo sufre flexión en el plano yz, corroborando lo que se analizó en el apartado 7.2.1.

## 7.4.4. Desplazamientos

En las Figuras 7.36 y 7.37 se puede ver que en la sección B del eje rotativo el desplazamiento es máximo:

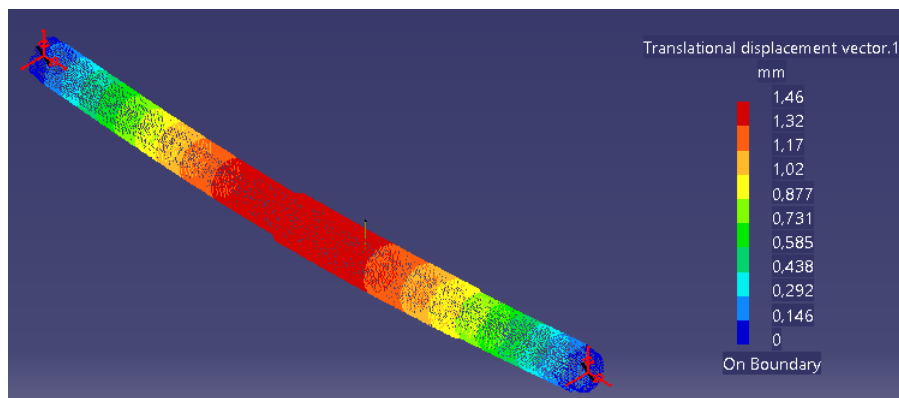


Figura 7.36. Desplazamientos en el eje rotativo.

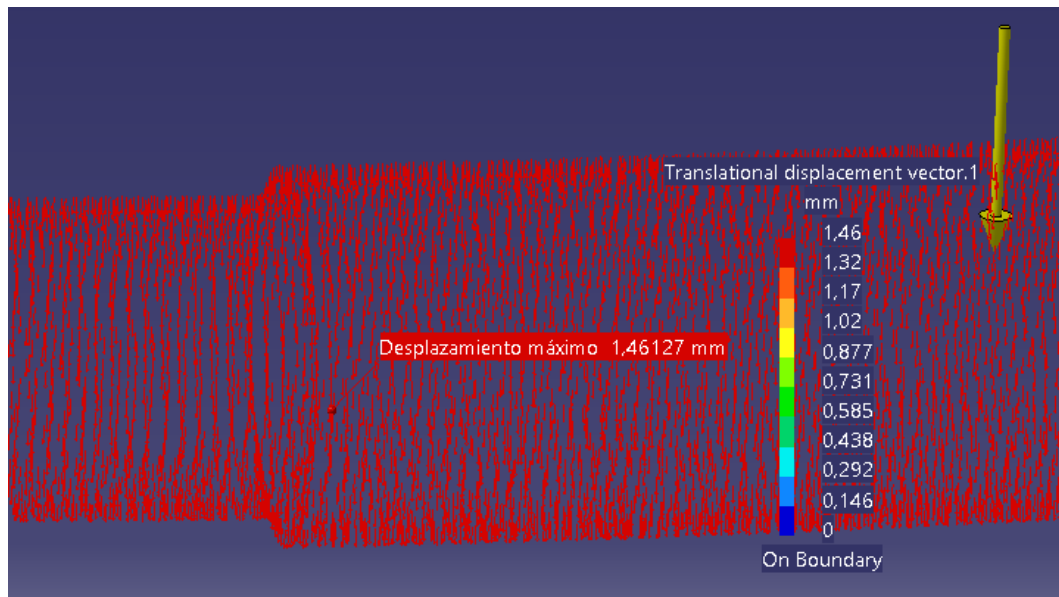


Figura 7.37. Desplazamiento máximo en el eje rotativo.

#### 7.4.5. Tensiones principales

Ahora, como se va a tener en cuenta el factor teórico de la concentración de tensiones  $K_t$ , habrá que corregir la tensión de flexión con ese factor.

$$(K_t)_{\text{flexión}} = 1.65$$

Ahora, con este valor se corrige el valor de la tensión de flexión:

$$(\sigma_{xf})_{\text{corre}} = (2.16 * 10^8) * 1.65 = 3.56 * 10^8 \text{ Pa}$$

Con este valor, las tensiones principales obtenidas son:

$$\sigma_1 = 3.56 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = 0 \text{ Pa}$$

- Tensión principal  $\sigma_1$

Como ocurrió en el “caso teórico”, la tensión principal  $\sigma_1$  sale positiva, por tanto es un esfuerzo de tracción y habrá que buscarlo en la cara de abajo de la sección B.

La tensión principal  $\sigma_1$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 7.38 y 7.39:

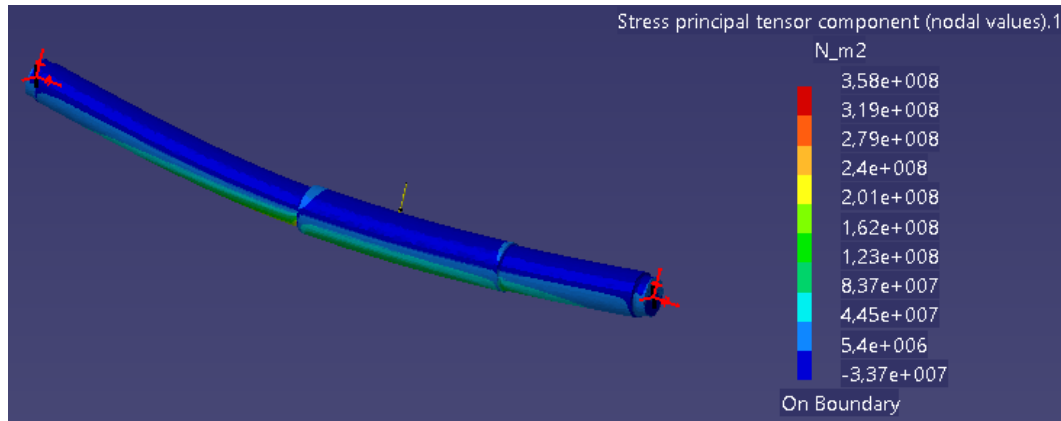


Figura 7.38. Tensión principal  $\sigma_1$  en toda la pieza.

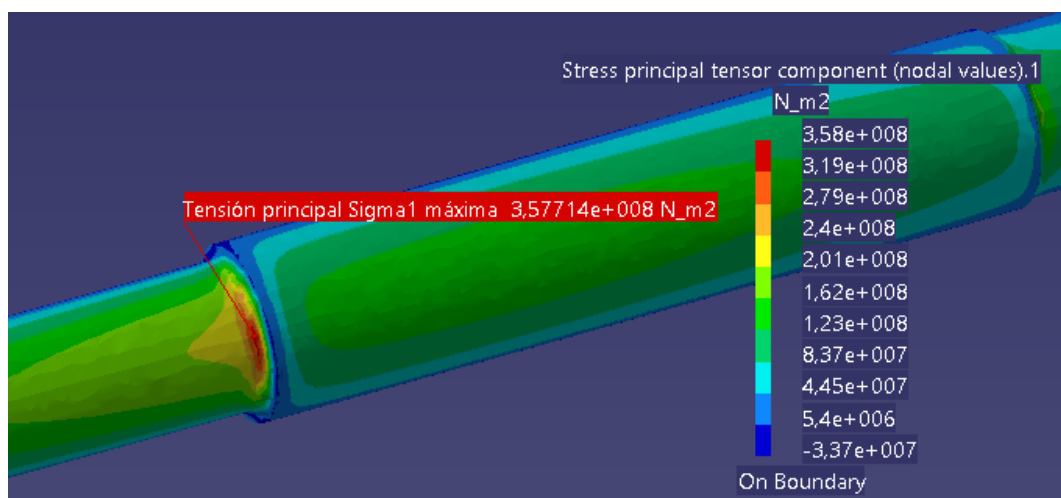


Figura 7.39. Tensión principal  $\sigma_1$  en la sección B.

Como se puede observar en la Figura 7.39, se corrobora lo analizado anteriormente y el valor máximo de la tensión principal  $\sigma_1$  en la sección B se da en la cara de abajo. El valor obtenido con CATIA es  $\sigma_1 = 3.58 \cdot 10^8$  Pa, que es prácticamente igual que el valor de  $\sigma_1 = 3.56 \cdot 10^8$  Pa que se calculó teóricamente.

- Tensión principal  $\sigma_2$

A continuación se calculará el valor de la tensión principal  $\sigma_2$ . Ahora el valor de la tensión principal  $\sigma_2$  tiene valor nulo.

La tensión principal  $\sigma_2$  obtenida con CATIA se muestra en las Figuras 7.40, 7.41 y 7.42. En la Figura 7.42 se puede ver cómo se propaga la tensión principal  $\sigma_2$  en la sección crítica B, pero en ningún punto toma el valor  $\sigma_2 = 0$  Pa.

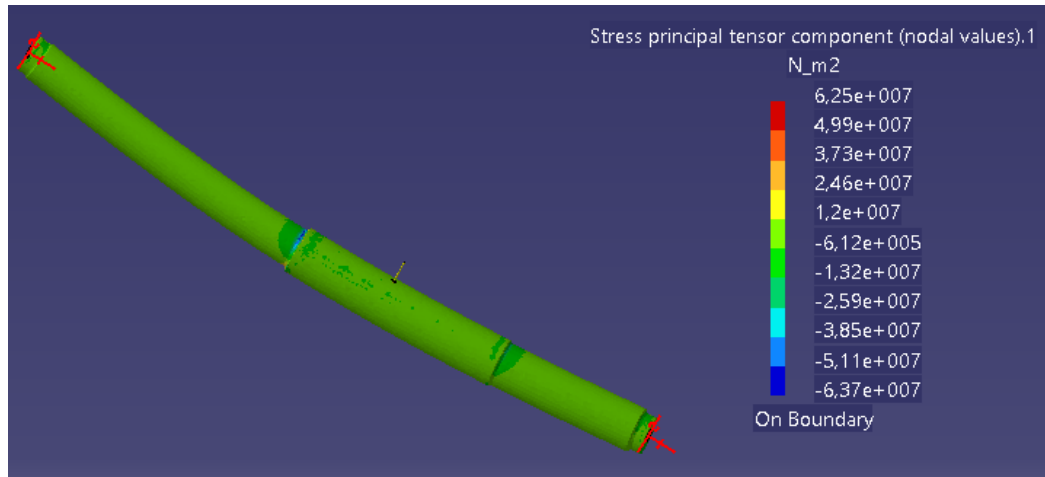


Figura 7.40. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte superior de la pieza.

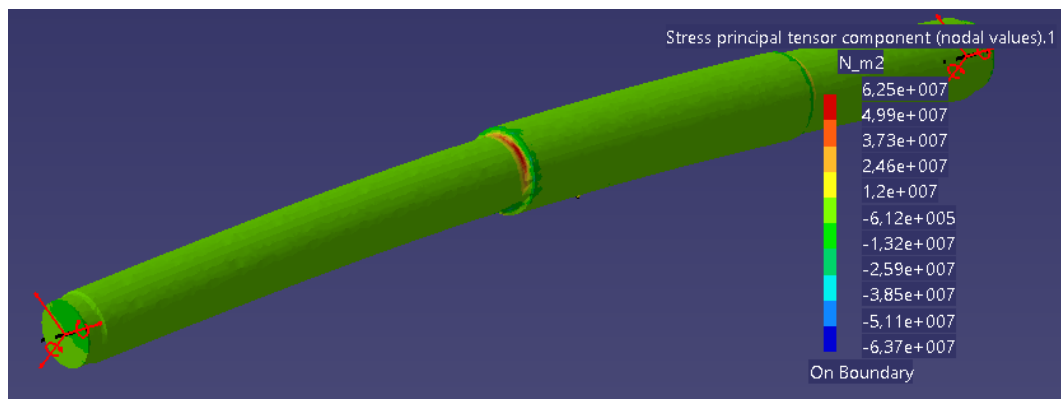


Figura 7.41. Tensión principal  $\sigma_2$  en la parte inferior de la pieza.

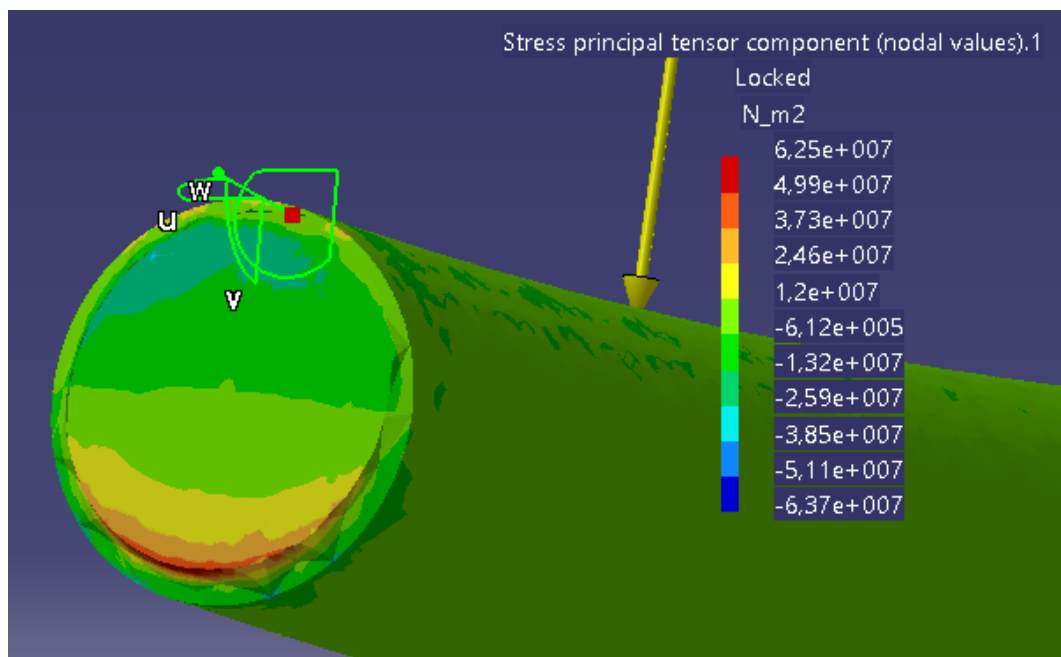


Figura 7.42. Propagación de la tensión principal  $\sigma_2$  en la sección B.

## 7.4.6. Tensión de Von Mises

La tensión de Von Mises en las diferentes zonas de la pieza se muestra en las Figuras 7.43 y 7.44:

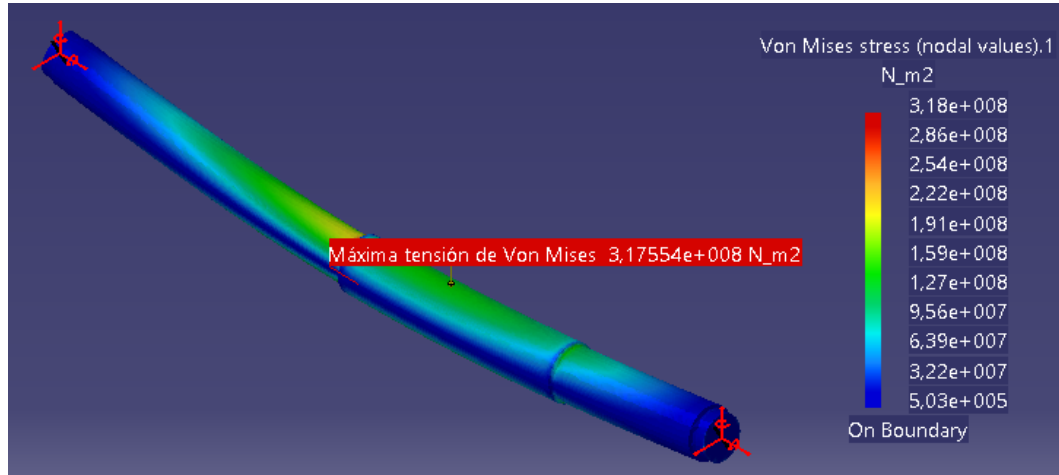


Figura 7.43. Tensión de Von Mises en toda la pieza.

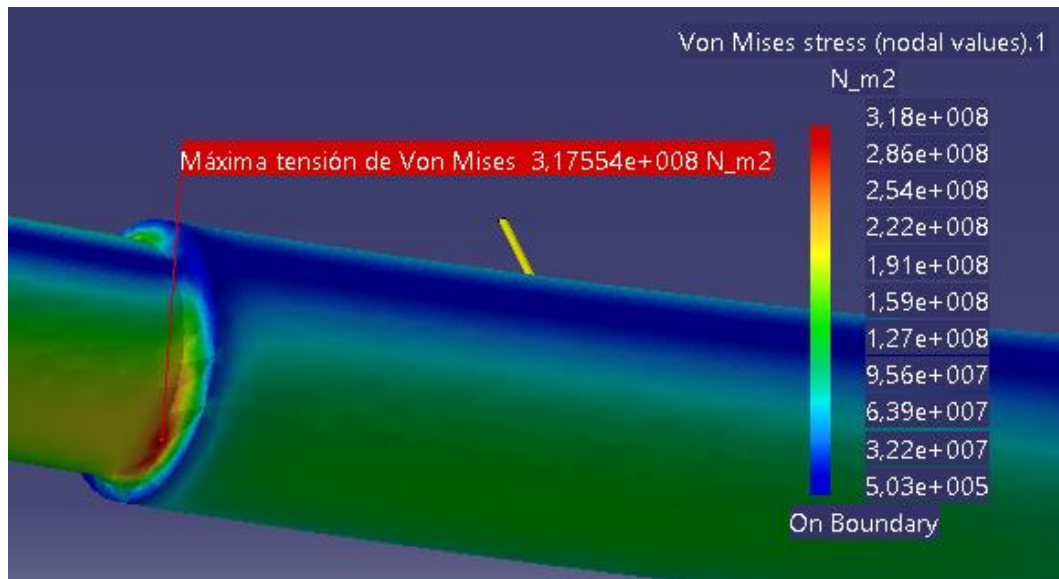


Figura 7.44. Valor máximo de la tensión de Von Mises.

Se puede observar cómo la máxima tensión de Von Mises se alcanza en la sección B ( $\sigma=3.18 \cdot 10^8$  Pa), y que la tensión de Von Mises en la sección B es mucho mayor que la que se produce en la sección C o en el punto de aplicación de la fuerza F.

En este caso la pieza no fallaría en ningún punto, dado que en la sección B que es la que tiene la máxima tensión de Von Mises, es inferior al límite de fluencia del material ( $318 \text{ MPa} < 580 \text{ MPa}$ ).

En la Figura 7.45 se puede observar el cuadro de información que ofrece CATIA para poder comparar la tensión máxima de Von Mises con el límite de fluencia del material.

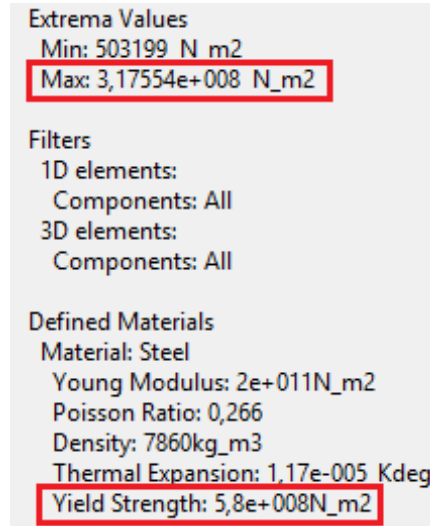


Figura 7.45. Cuadro de diálogo de la tensión de Von Mises.

#### 7.4.7. Equilibrio de la pieza

En este apartado se mostrarán las reacciones producidas en los cojinetes de bolas para compensar los esfuerzos aplicados en la pieza.

En el cojinete de bolas A, las reacciones se muestran en la Figura 7.46:

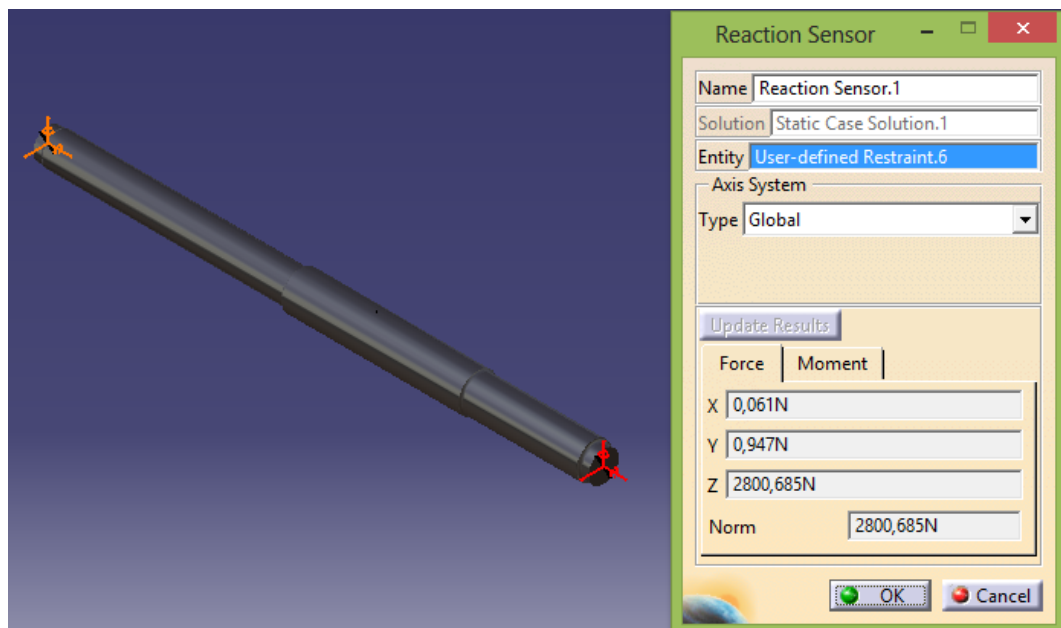


Figura 7.46. Fuerzas de reacción en el cojinete de bolas A.



En el cojinete de bolas D, las reacciones se muestran en la Figura 7.47:

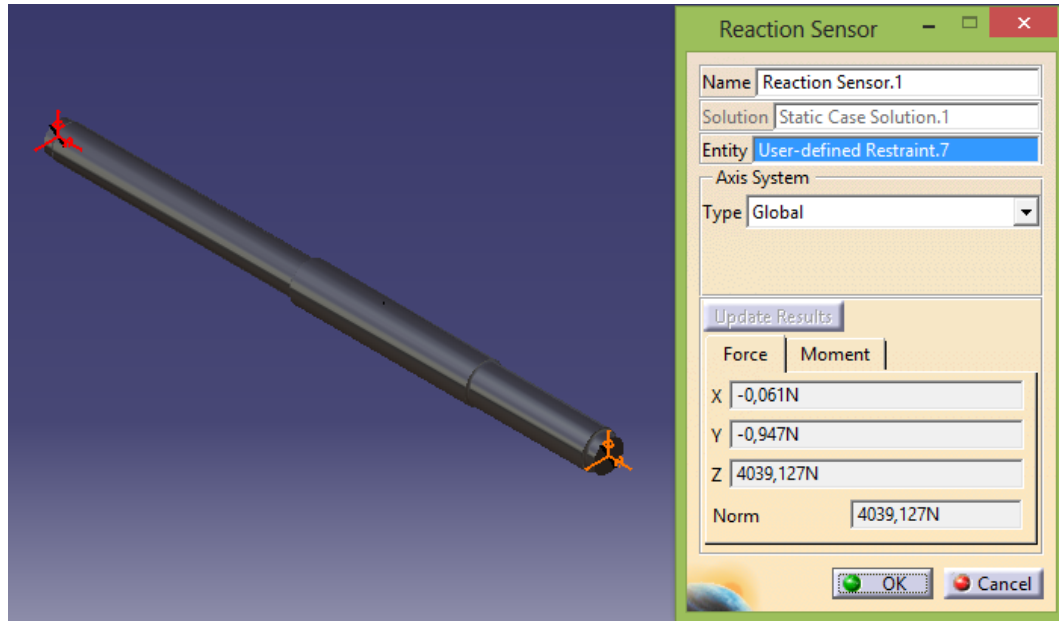


Figura 7.47. Fuerzas de reacción en el cojinete de bolas D.

En el cojinete de bolas A, los momentos que se producen se muestran en la Figura 7.48:

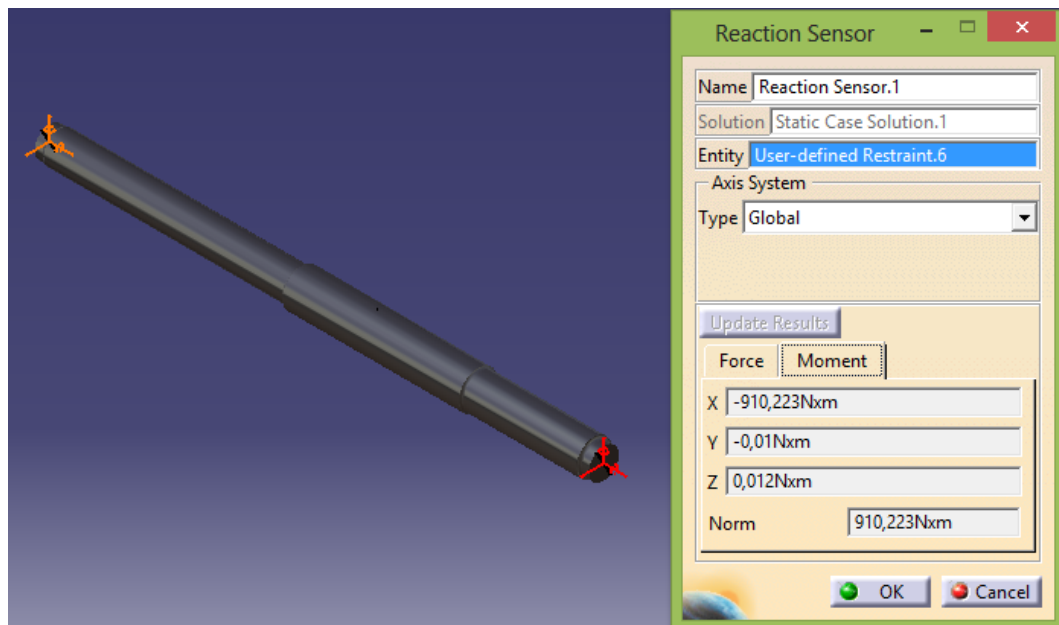


Figura 7.48. Momentos que se producen en el cojinete de bolas A.



En el cojinete de bolas D, los momentos que se producen se muestran en la Figura 7.49:

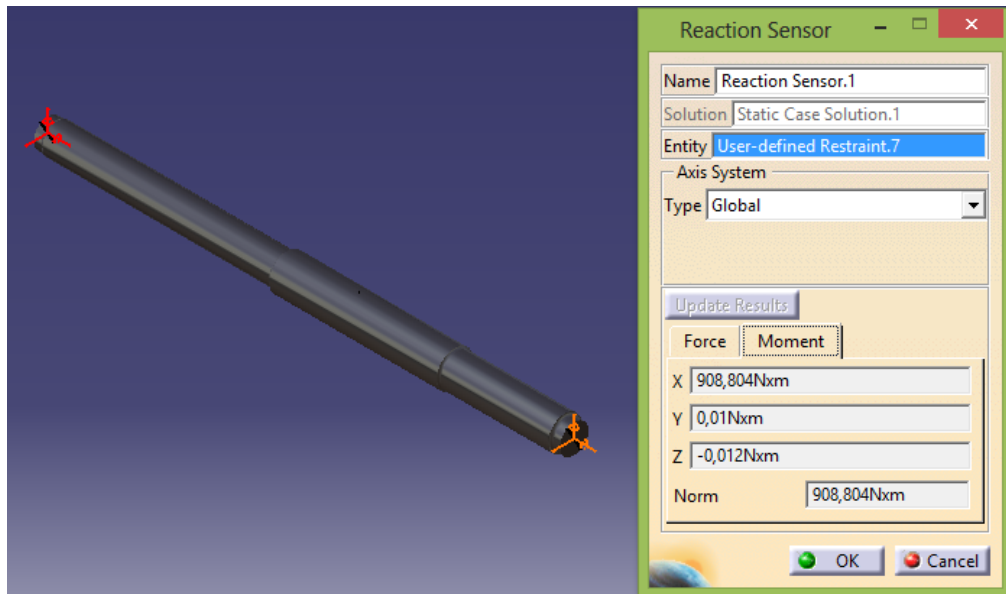


Figura 7.49. Momentos que se producen en el cojinete de bolas D.

La reacción vertical en el cojinete A es  $R_{Az} = 2800.685$  N y en el cojinete B es  $R_{Bz} = 4039.127$  N, la suma total es  $R_z = 6839.812$  N. Esta fuerza de reacción total es diferente de 6800 N que es la fuerza aplicada, pero es debido a la acción de la gravedad.

Si no se tiene en cuenta la gravedad se obtiene lo siguiente:

En el cojinete de bolas A, las reacciones se muestran en la Figura 7.50:

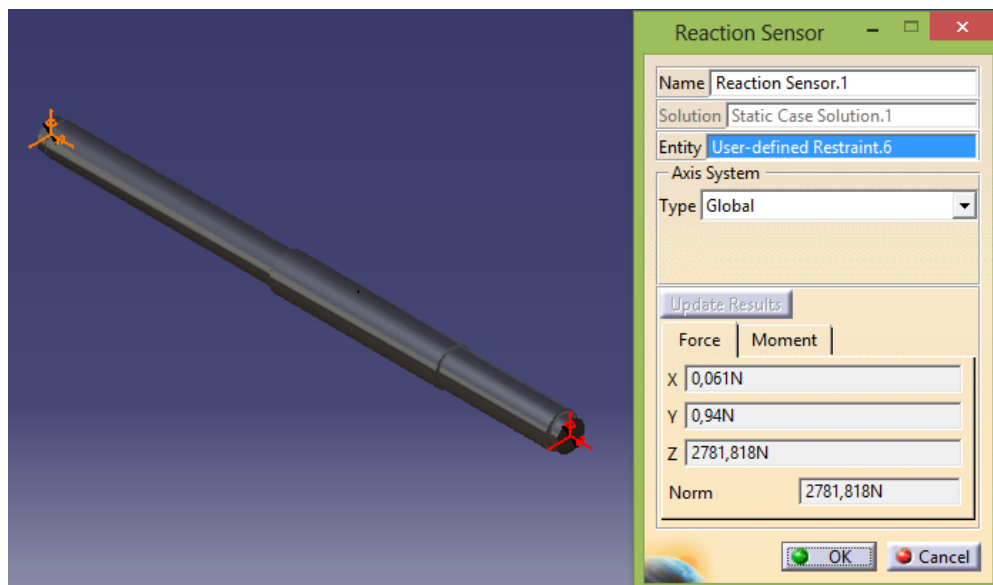


Figura 7.50. Fuerzas de reacción en el cojinete de bolas A sin la gravedad.

En el cojinete de bolas D, las reacciones se muestran en la Figura 7.51:

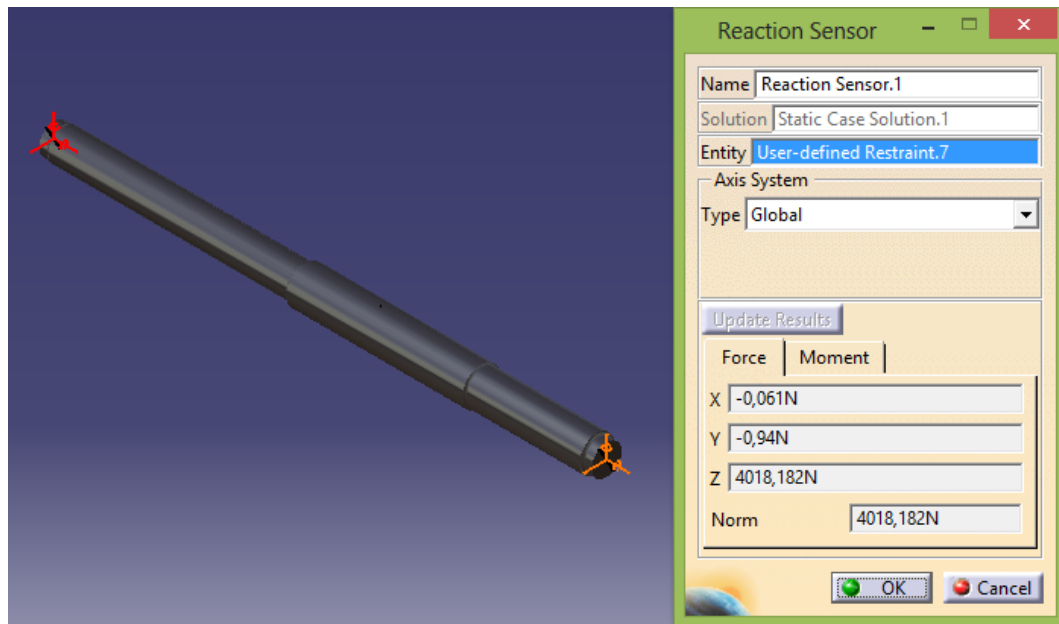


Figura 7.51. Fuerzas de reacción en el cojinete de bolas D sin la gravedad.

Ahora, la reacción vertical en el cojinete A es  $R_{Az} = 2781.818$  N y en el cojinete B es  $R_{Bz} = 4018.182$  N, la suma total es  $R_z = 6800$  N, que es el valor de la fuerza F aplicada.

Como se puede comprobar en las Figuras 7.48 y 7.49, nuevamente se comprueba que el único momento distinto de cero es  $M_x$ , y que los momentos  $M_y$  y  $M_z$  son prácticamente nulos.



## 8. Momentos torsores

### 8.1. Contenido

En este apartado se desarrollarán dos ejemplos de piezas que se ven sometidas a un momento torsor y se desarrollarán varios aspectos:

- Se explicarán dos formas de aplicar momentos torsores y se demostrará que su resultado es el mismo. Se explicarán dos formas porque puede ocurrir que por la geometría de la pieza o por el punto donde hay que aplicar el momento torsor, no se pueda emplear alguna de las dos formas.
- Se demostrará cómo aplicar este momento torsor empleando la herramienta “*Smooth Virtual Part*”, demostrando que los resultados que aporta son correctos.
- Se aplicará el momento torsor a dos piezas diferentes para ver cómo se comportan.

### 8.2. Ejemplo 1

#### 8.2.1. Pieza a realizar

En esta pieza se explicará cómo aplicar momentos torsores con la herramienta “*Smooth Virtual Part*”.

La pieza a realizar se muestra en la Figura 8.1. Es una pieza fabricada en acero con las propiedades que se muestran en la Figura 8.2. El momento torsor aplicado en torno al eje Y tiene un valor de  $M_y = 500 \text{ Nm}$  y está aplicado sobre la superficie del cilindro. Como condición de contorno se ha establecido que esté empotrada en su base de apoyo.

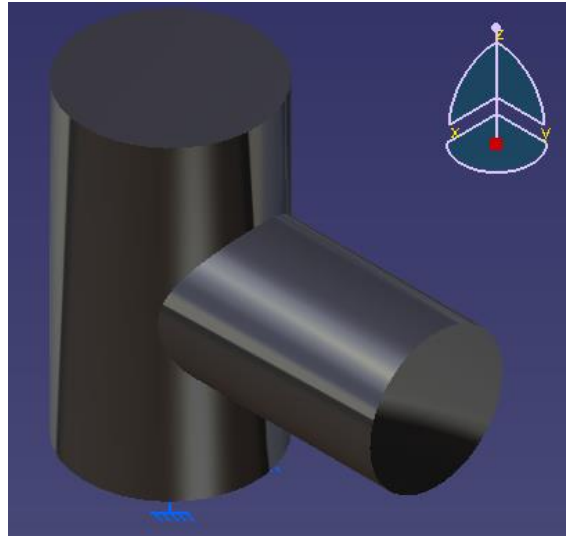


Figura 8.1. Pieza de la simulación.

Material	Steel
Young's modulus	2e+011N_m2
Poisson's ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Coefficient of thermal expansion	1,17e-005_Kdeg
Yield strength	2,5e+008N_m2

Figura 8.2. Propiedades del material.

### 8.2.2. Aplicación del momento torsor

La herramienta de aplicación de momentos torsores “*Moment*” se encuentra dentro de la barra de herramientas “*Loads*”, tal y como muestra la Figura 8.3:

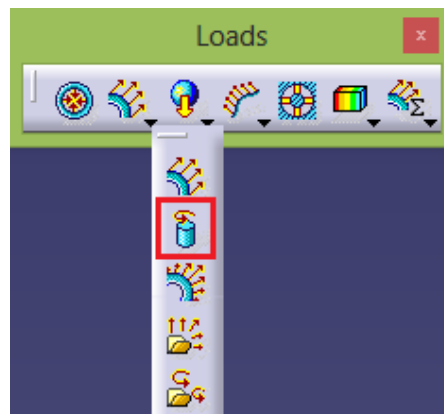


Figura 8.3. Ubicación de la herramienta “*Moment*”.

Para llevar a cabo el momento torsor hay que seguir los siguientes pasos:

1) En el módulo “*Part Design*” se creará un punto (a una distancia cualquiera) sobre el que va a actuar el momento torsor, tal y como se muestra en la Figura 8.4. La distancia a la cual se cree este punto da igual, dado que es un punto que no tiene masa ni inercia (no va a afectar a los cálculos). Esto último se demostrará en el apartado 8.2.3.

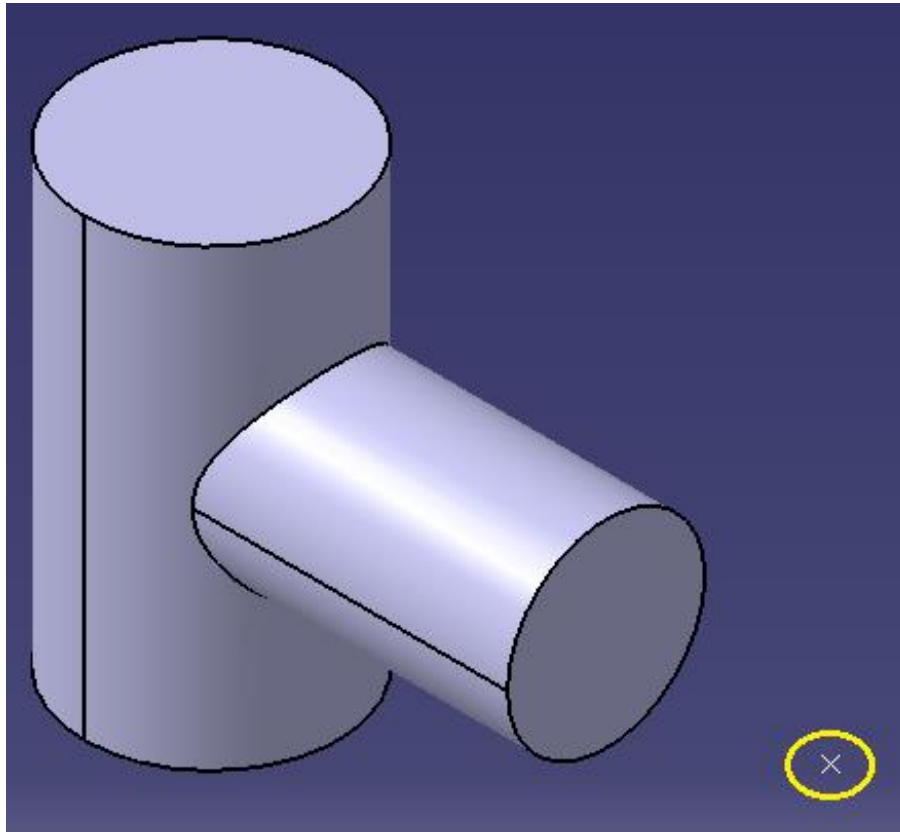


Figura 8.4. Creación del punto para la aplicación del momento torsor.

2) Una vez creado el punto, hay que emplear la herramienta “*Smooth Virtual Part*”, tal y como se muestra en la Figura 8.5:

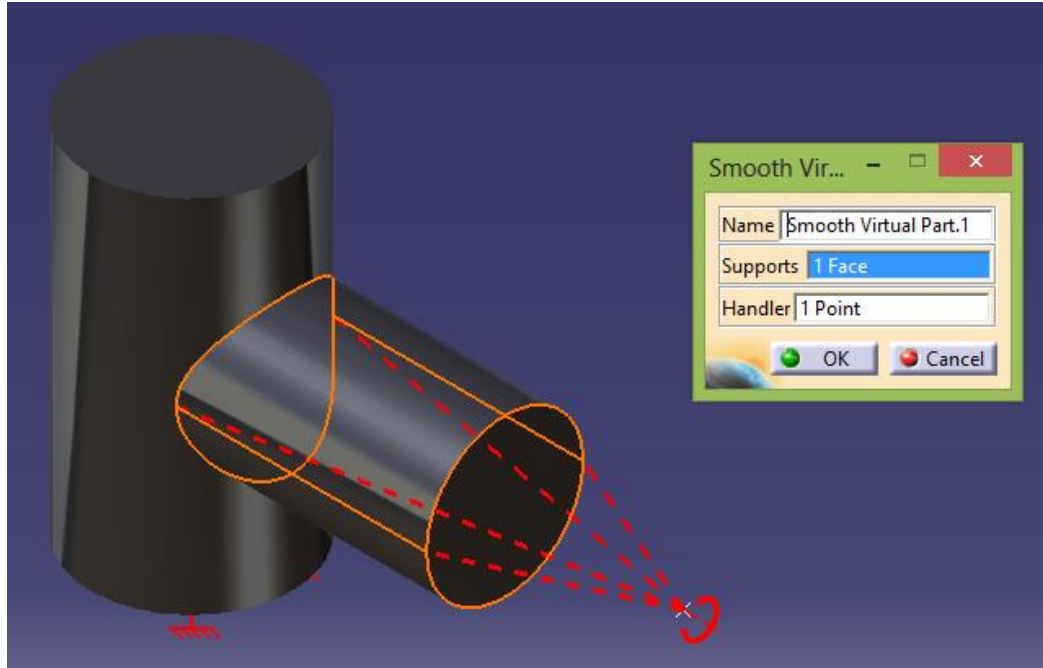


Figura 8.5. Herramienta “Smooth Virtual Part”.

En “Supports” se selecciona la superficie donde iría aplicado el momento torsor y en “Handler” se selecciona el punto que se ha creado anteriormente. Con este comando se consigue crear un sólido rígido con forma cónica cuya base será la superficie donde se quiere aplicar el momento torsor, y el vértice será el punto de apoyo que se ha creado.

3) Aplicar el momento torsor en ese elemento virtual que se acaba de crear, tal y como se muestra en la Figura 8.6:

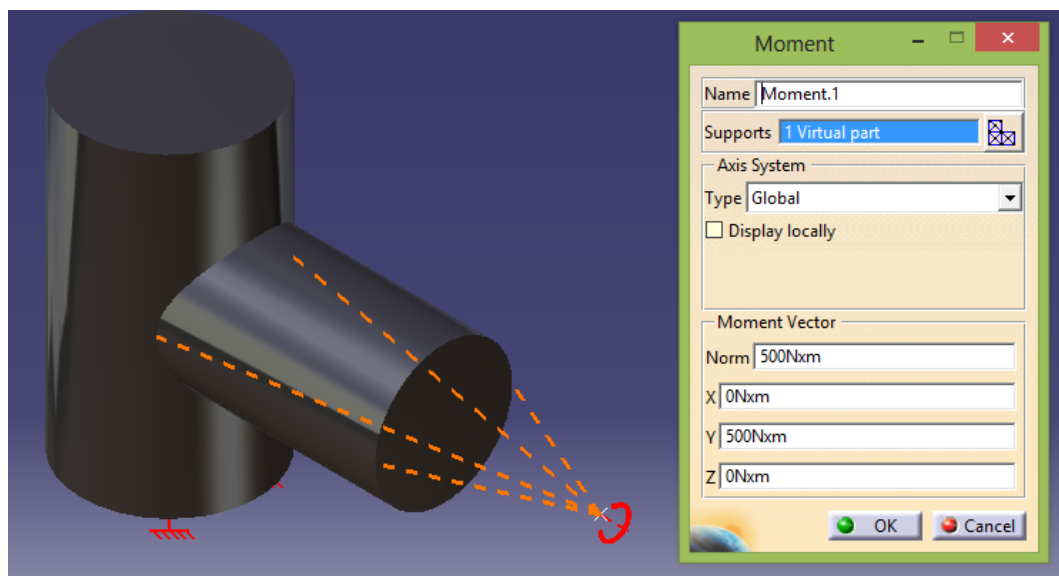


Figura 8.6. Herramienta “Moment”.

Al aplicar el momento a la masa puntual del vértice, como esta masa está unida al cilindro mediante un sólido rígido, el movimiento que experimente el sólido rígido será el mismo que experimente la superficie del cilindro.

### 8.2.3. Comprobación del procedimiento

A continuación se demostrará que da igual a qué distancia se coloque el punto dónde se aplica el momento torsor. En las Figuras 8.7 y 8.8 puede observarse que los valores de las tensiones de Von Mises generados para un mismo valor del momento torsor, pero variando la distancia del punto de aplicación de dicho momento, son los mismos:

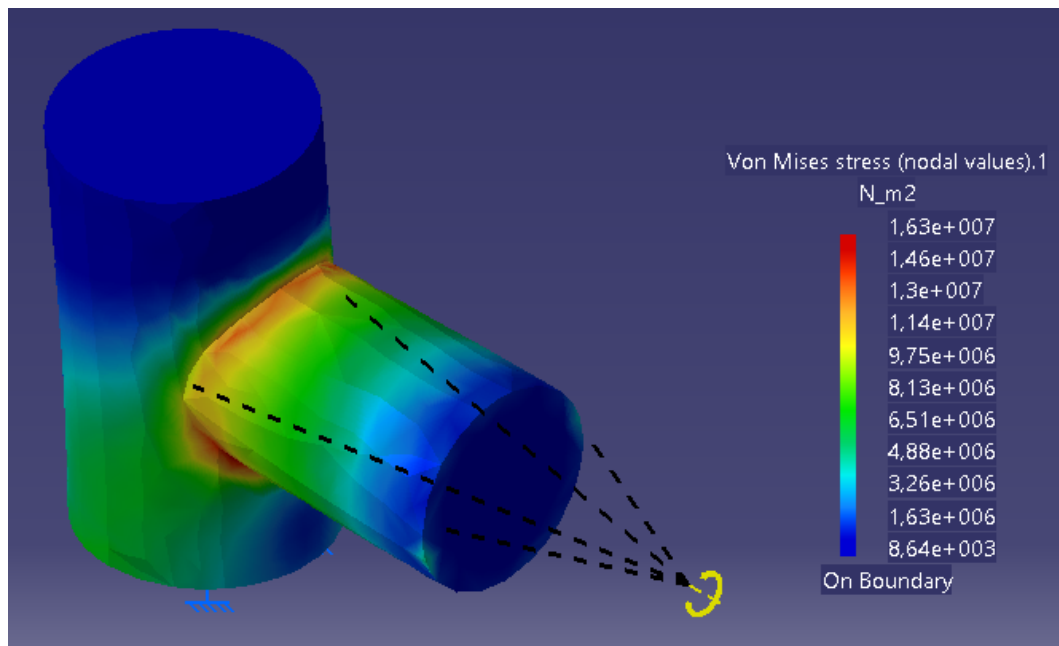


Figura 8.7. Tensión de Von Mises con el punto lejano.

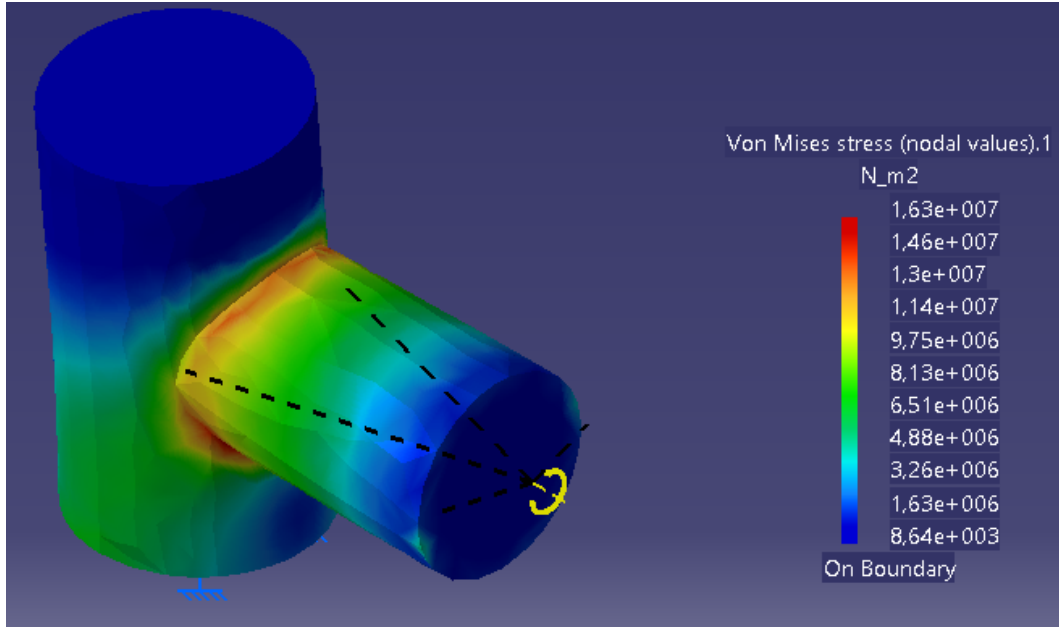


Figura 8.8. Tensión de Von Mises con el punto cercano.

Los desplazamientos que se producen se muestran en las Figuras 8.9 y 8.10:

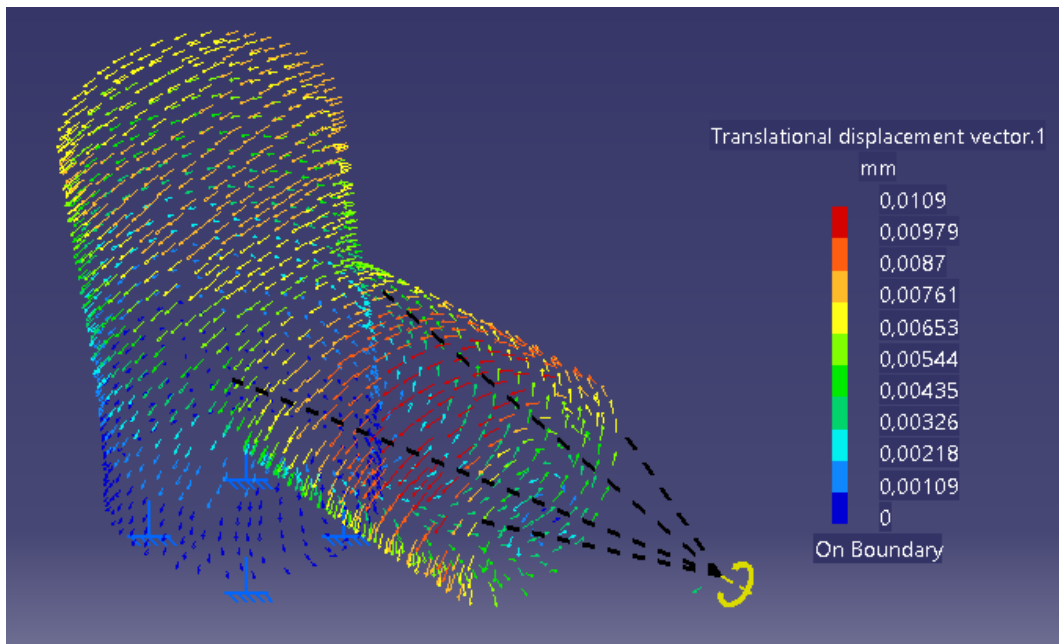


Figura 8.9. Desplazamientos con el punto lejano.



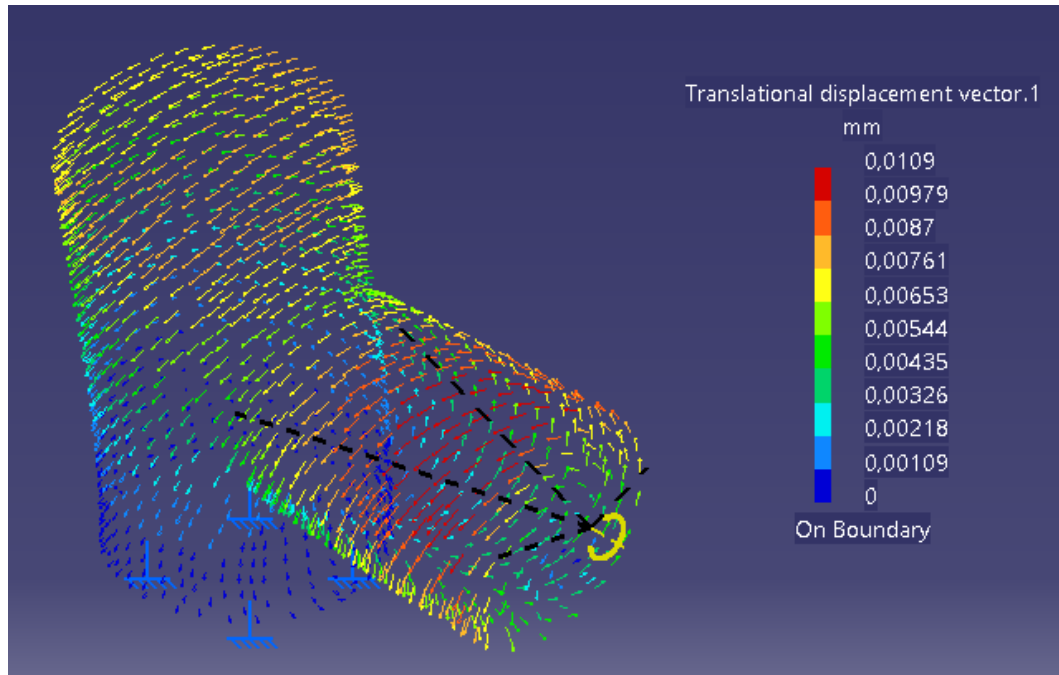


Figura 8.10. Desplazamientos con el punto cercano.

Como se puede observar, se verifica lo que se afirmó en el apartado 8.2.1, la distancia a la que se cree el punto de apoyo no afecta a los cálculos.

### 8.3. Ejemplo 2

#### 8.3.1. Pieza a realizar

Aquí se expondrá el ejemplo aplicando el momento torsor a la superficie del cilindro de la pieza del ejemplo 1, y se compararán la tensión de Von Mises y los desplazamientos para ver que los resultados obtenidos son los mismos (se podrían comprobar también otros parámetros como el error o las tensiones principales).

En los documentos adjuntos a este trabajo aparece también como ejemplo esta pieza aplicándole el momento en la cara final del cilindro horizontal.

#### 8.3.2. Aplicación del momento torsor directamente sobre la superficie

La aplicación del momento mediante la herramienta “*Moment*” se realiza como se muestra en la Figura 8.11:

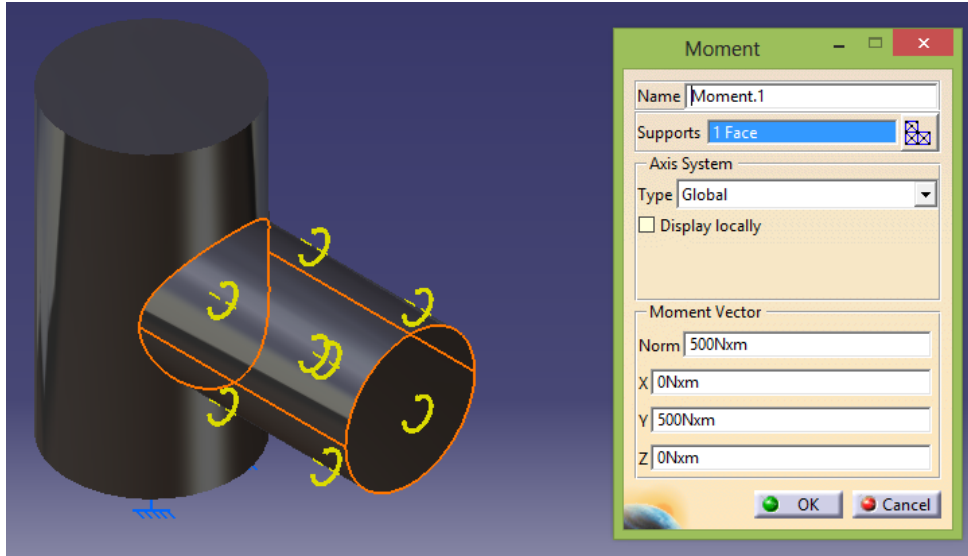


Figura 8.11. Aplicación del momento torsor.

- Tensión de Von Mises

La tensión de Von Mises obtenida se muestra en la Figura 8.12:

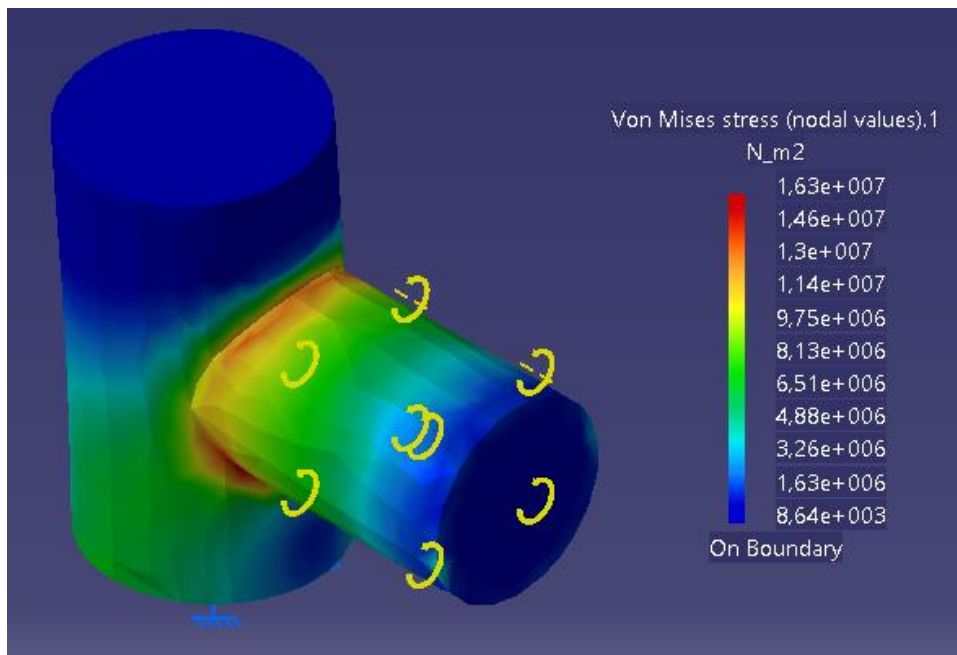


Figura 8.12. Tensión de Von Mises.

- Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos se muestran en la Figura 8.13:

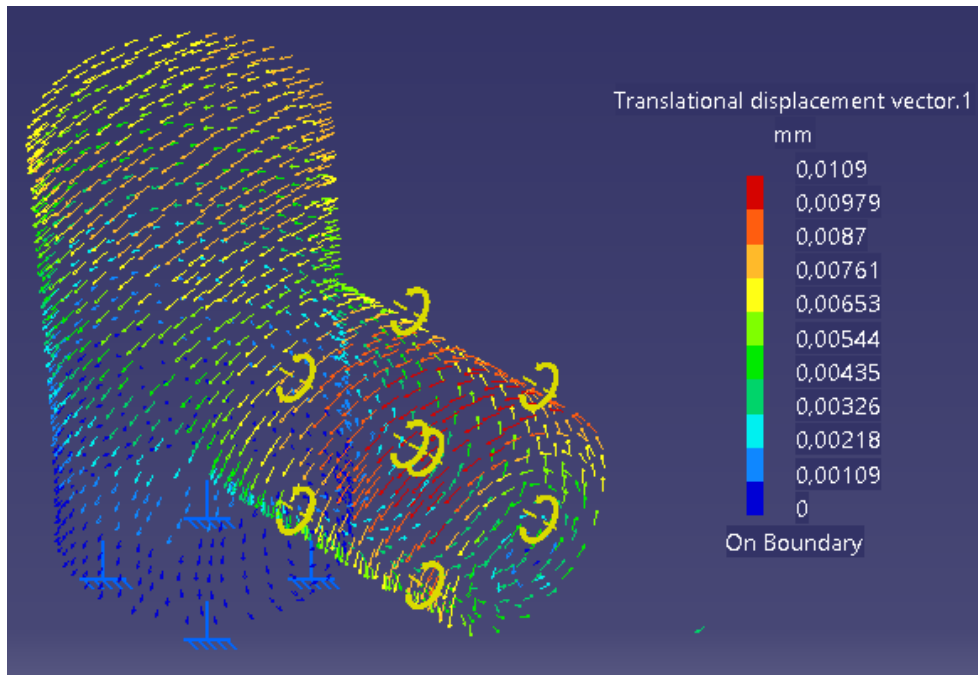


Figura 8.13. Desplazamientos.

### 8.3.3. Aplicación del momento torsor mediante “Smooth Virtual Part”

La aplicación del momento mediante la herramienta “Smooth Virtual Part” se realiza de la forma que muestra la Figura 8.14:

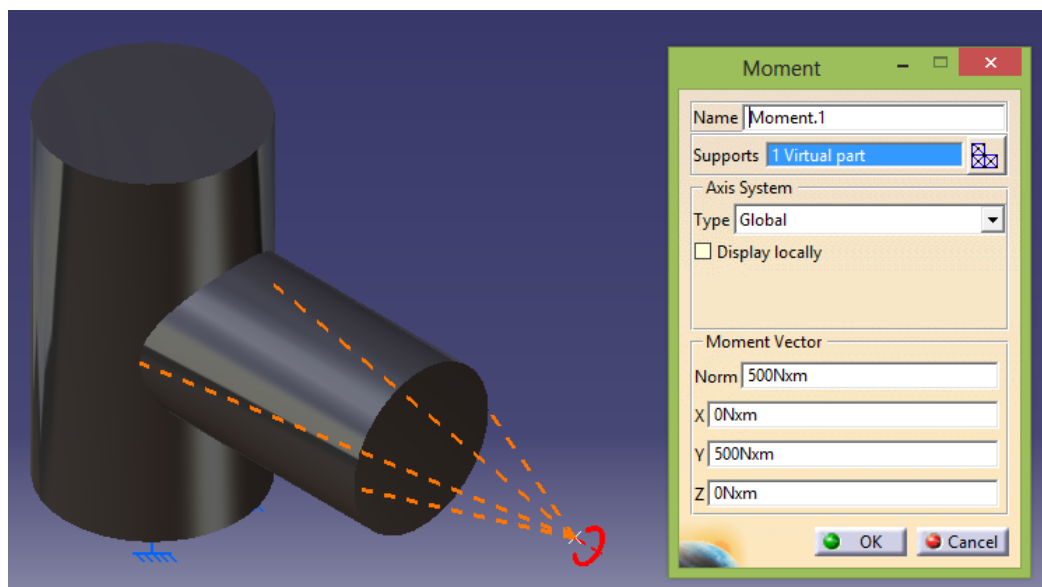


Figura 8.14. Aplicación del momento torsor.

- Tensión de Von Mises

La tensión de Von Mises obtenida se muestra en la Figura 8.15:

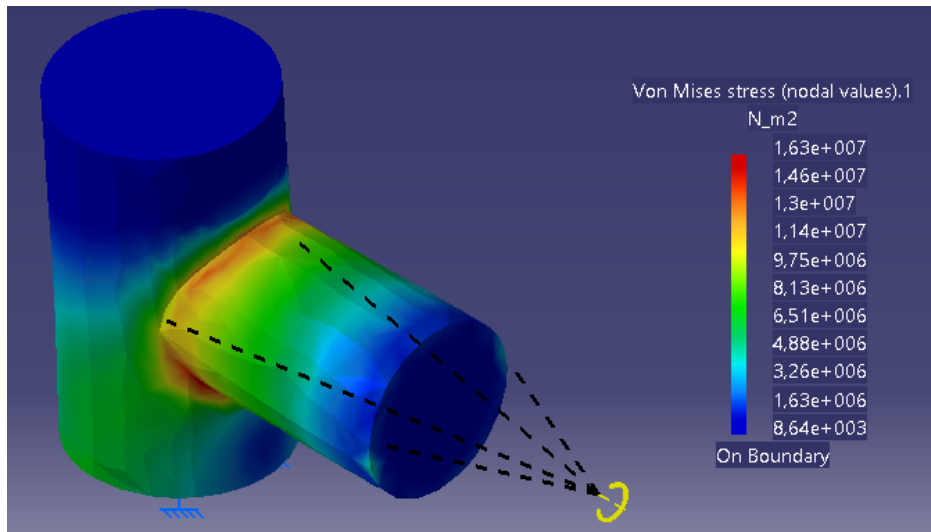


Figura 8.15. Tensión de Von Mises.

- Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos se muestran en la Figura 8.16:

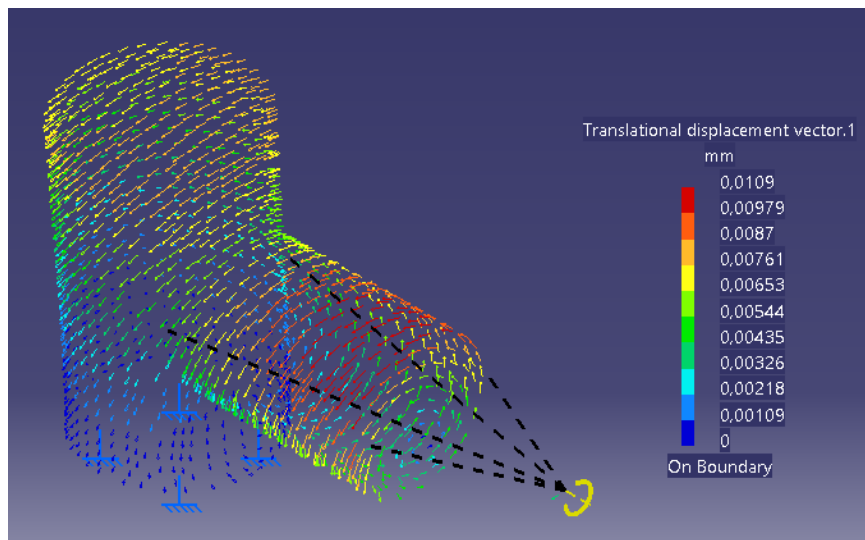


Figura 8.16. Desplazamientos.

#### 8.3.4. Conclusión

Como se puede observar, los valores de la tensión de Von Mises y de los desplazamientos que aporta CATIA son los mismos para ambos procedimientos de aplicación del momento torsor.

### 8.4. Ejemplo 3

#### 8.4.1. Pieza a realizar

En este caso el momento torsor se aplicará sobre un voladizo de sección rectangular, tal y como muestra la Figura 8.17. Es una pieza fabricada en acero con las propiedades que se muestran en la Figura 8.18. El momento torsor aplicado en torno al eje Y tiene un valor de  $M_y = 500 \text{ Nm}$  y está aplicado sobre las cuatro caras del voladizo.

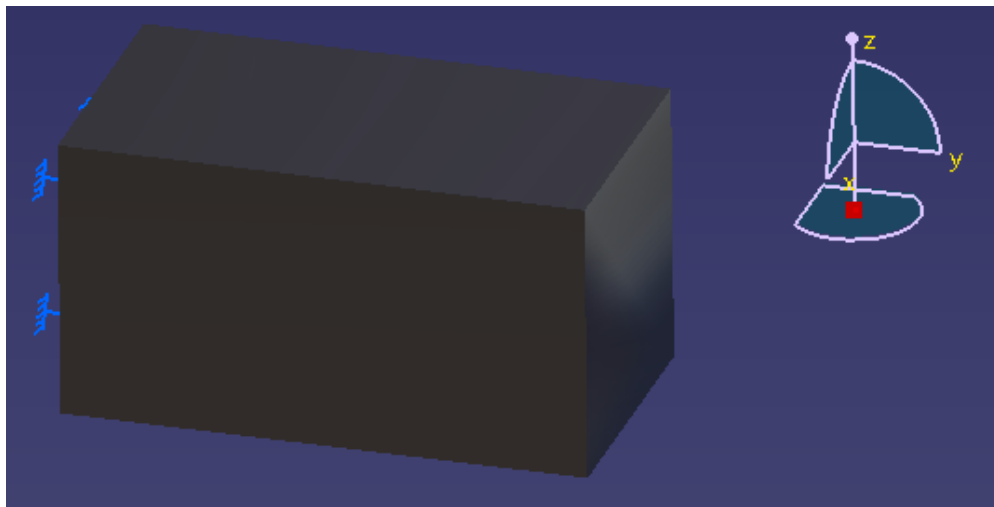


Figura 8.17. Pieza de la simulación.

<b>Material</b>	Steel
<b>Young's modulus</b>	2e+011N_m2
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	2,5e+008N_m2

Figura 8.18. Propiedades del material.

Se compararán la tensión de Von Mises y los desplazamientos para ver que los resultados obtenidos son los mismos (se podrían comprobar también otros parámetros como el error o las tensiones principales).

En los documentos adjuntos a este trabajo aparece también como ejemplo esta pieza aplicándole el momento en la cara final del voladizo.

## 8.4.2. Aplicación del momento torsor directamente sobre la superficie

La aplicación del momento mediante la herramienta “Moment” se realiza tal y como muestra la Figura 8.19:

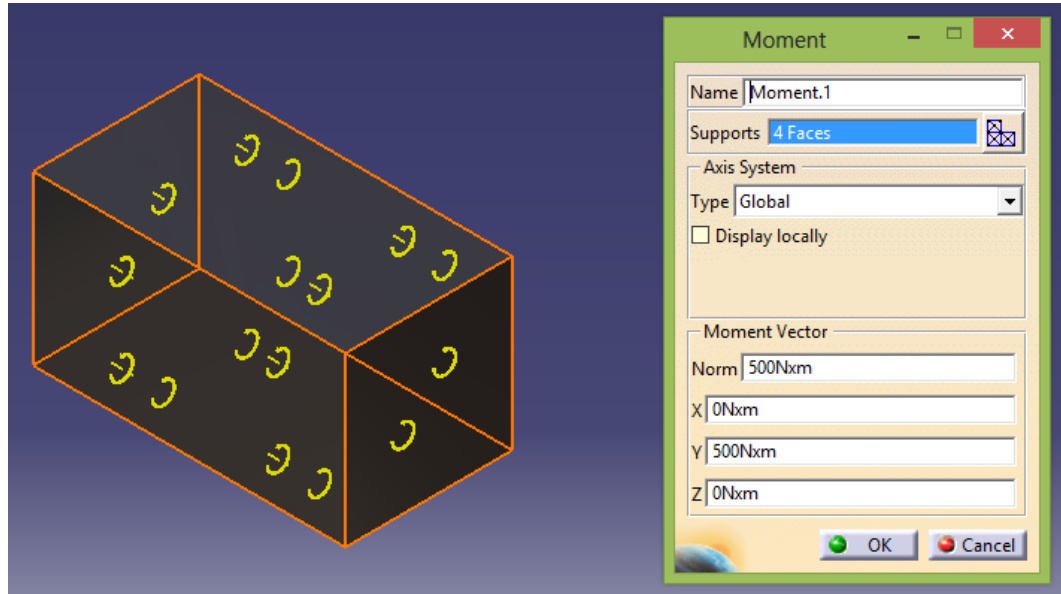


Figura 8.19. Aplicación del momento torsor.

- Tensión de Von Mises

La tensión de Von Mises obtenida se muestra en la Figura 8.20:

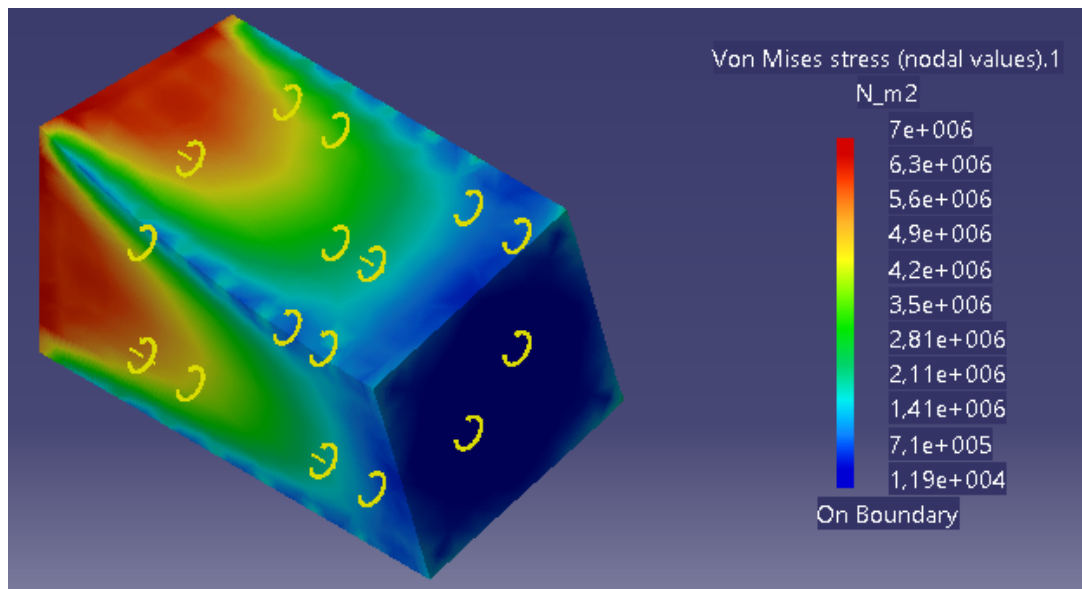


Figura 8.20. Tensión de Von Mises.

- Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos se muestran en la Figura 8.21:

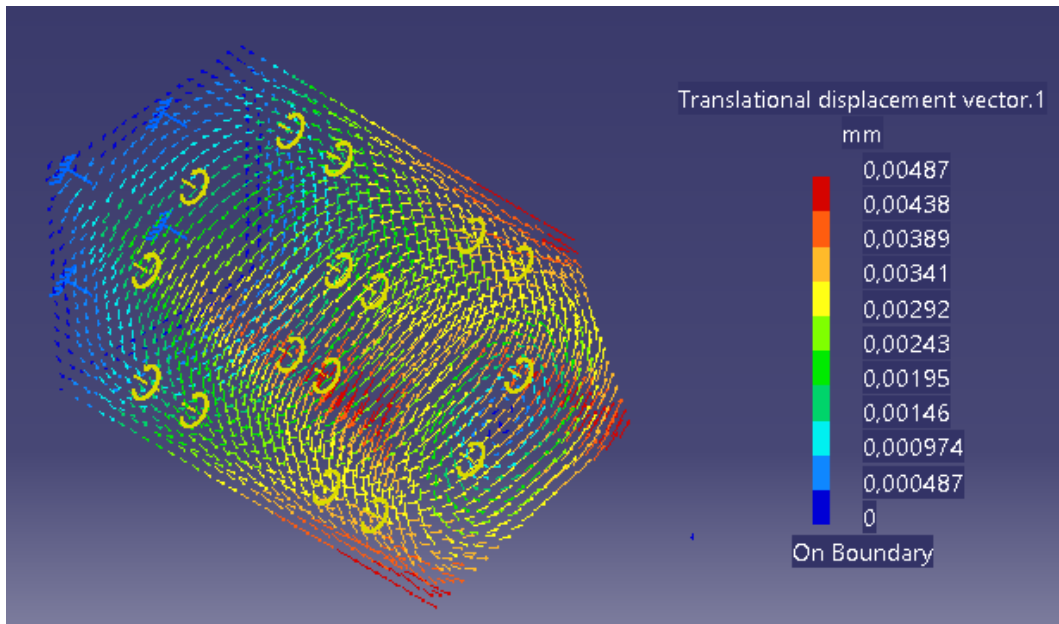


Figura 8.21. Desplazamientos.

#### 8.4.3. Aplicación del momento torsor mediante “Smooth Virtual Part”

La aplicación del momento mediante la herramienta “Smooth Virtual Part” se realiza como se muestra en la Figura 8.22:

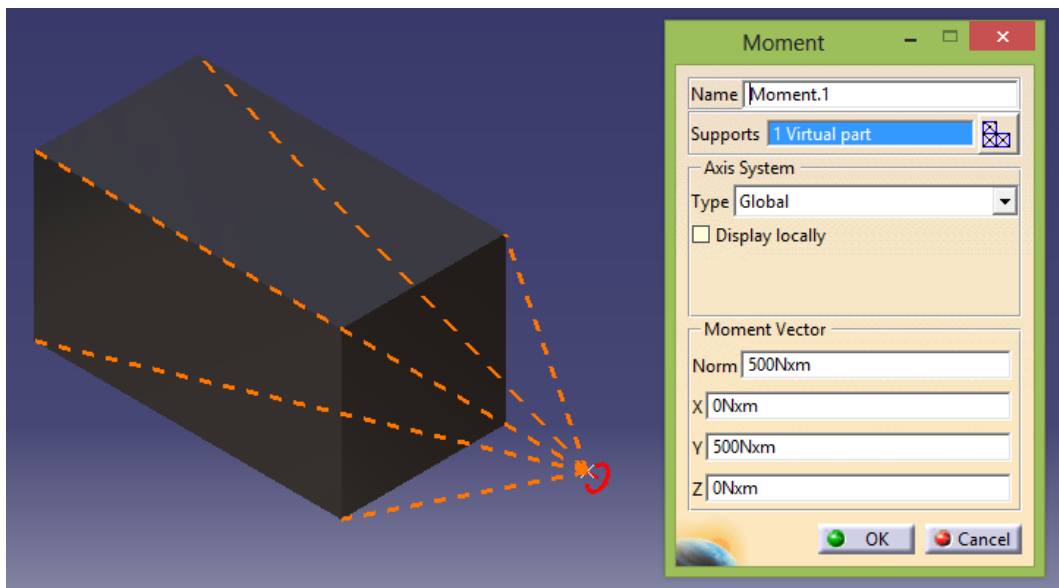


Figura 8.22. Aplicación del momento torsor.



- Tensión de Von Mises

La tensión de Von Mises obtenida se muestra en la Figura 8.23:

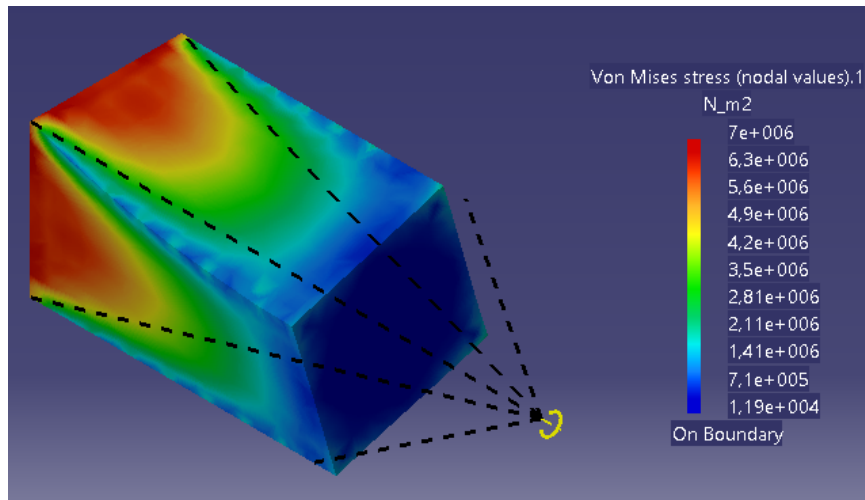


Figura 8.23. Tensión de Von Mises.

- Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos se muestran en la Figura 8.24:

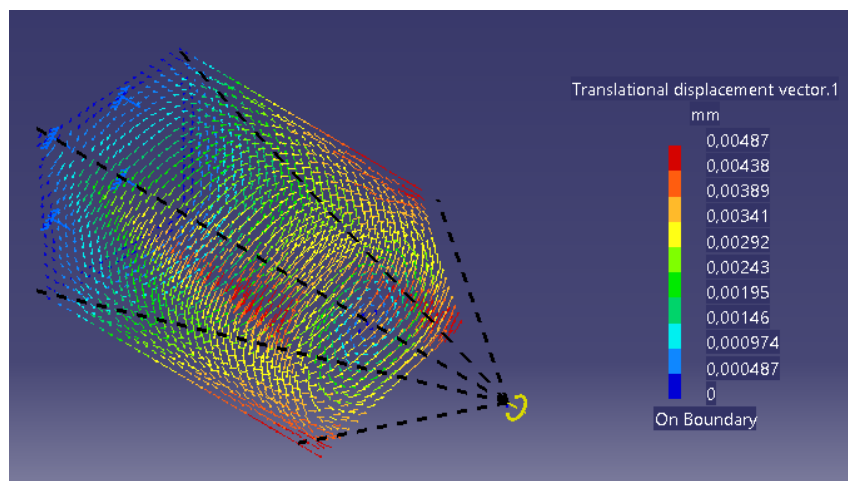


Figura 8.24. Desplazamientos.

#### 8.4.4. Conclusión

Como se puede observar, los valores de la tensión de Von Mises y de los desplazamientos que aporta CATIA son los mismos para ambos procedimientos de aplicación del momento torsor, pero en este caso al ser un voladizo se aprecia mejor la torsión que sufre la barra que en el ejercicio anterior.





## 9. Conclusiones y líneas futuras

### 9.1. Conclusiones

#### 9.1.1. Conclusiones principales

- En el presente trabajo se ha creado un manual muy completo para que el usuario pueda realizar el análisis estático de sus propias piezas, para así comprobar el comportamiento de la pieza ante los esfuerzos externos y sus posibles puntos de fallo.
- Se han realizado los análisis previos de las piezas para así comprender los resultados que aporta CATIA (desplazamientos máximos, tensión máxima de Von Mises...) y verificar que son correctos.
- En los apartados 5 y 6 se demostró, para una misma pieza, cómo cambian los resultados obtenidos si varía el material (tanto el valor de la fuerza externa necesaria para que se produzca el fallo, como los desplazamientos máximos y tensiones).
- No se ha conseguido lograr (en todas las piezas) el resultado exacto de  $\sigma_2$  por ningún método de refinamiento de malla, pero los resultados de  $\sigma_1$  y de la tensión de Von Mises son bastante precisos.

#### 9.1.2. Conclusión final

Aunque no se haya conseguido obtener el resultado exacto de  $\sigma_2$ , los resultados que aporta CATIA en los demás aspectos del análisis estático, y la posibilidad de ver cómo evolucionan los diferentes parámetros del análisis estático de la pieza (desplazamientos, tensiones...) de forma animada, le hacen un programa totalmente apto para la comprensión del comportamiento de las piezas ante esfuerzos externos, que era el principal objetivo que llevó a iniciar este TFG.



## 9.2. Líneas futuras

Algunas de las posibles continuaciones de este trabajo podrían ser:

- Aplicación del módulo de análisis estático a grupos de piezas ensambladas, para así poder realizar análisis estáticos de máquinas completas.
- Aplicación del módulo de análisis estático a un elevado número de piezas, para tener una amplia variedad de ejemplos y tener soluciones a una gran variedad de problemas que se planteen.
- Realización del análisis de frecuencia de las piezas con el módulo “*Frequency Analysis*”, para así poder saber que piezas entrarían en resonancia y bajo qué condiciones.

## 9.3. Posible utilización de este módulo de CATIA

Además de la comprensión del comportamiento de la pieza ante esfuerzos estáticos que se mencionó en el apartado 9.1.1, el módulo de análisis estático de CATIA tiene más utilidades. Otra utilidad podría ser la que se expone como ejemplo a continuación.

Imaginar que se está diseñando el pedal de una bicicleta y se quiere estudiar qué material aportaría la resistencia suficiente para soportar la fuerza ejercida por el ciclista con el menor peso de esta pieza (dado que en una bici de competición todo peso que se consiga disminuir es muy importante).

Los pasos para poder realizar este estudio se describen en los apartados siguientes.

### 9.3.1. Análisis previo

Realizar el análisis teórico a mano, analizando los posibles puntos de fallo (en este caso sería el punto de unión del pedal a la biela) y calculando en esos puntos la tensión de Von Mises (para ver si se supera el límite de fluencia del material que se seleccione al final del análisis) y calcular la tensión principal  $\sigma_1$  en ese punto.

Tener en cuenta que tanto la fuerza externa aplicada (que sería el peso del ciclista) y los parámetros calculados en el punto anterior no varían en función del material que se seleccione.



### 9.3.2. Simulación del análisis estático en CATIA

Una vez analizados los parámetros anteriores, se comenzará con la simulación en CATIA. Para ello lo primero es estar seguros de que la malla dimensionada para la pieza es la correcta. ¿Cómo se puede asegurar esto?

Como en el apartado 9.3.1 se ha calculado la tensión principal  $\sigma_1$  y la tensión de Von Mises, se creará un análisis estático poniendo inicialmente un material cualquiera y una malla parabólica con cualquier dimensión. Posteriormente se irá refinando la malla hasta que el valor máximo de la tensión de Von Mises y el de  $\sigma_1$  en la sección crítica que aporta CATIA sean prácticamente los mismos que los obtenidos mediante el cálculo teórico. En ese momento ya se ha comprobado que la malla dimensionada es la adecuada para esa pieza.

NOTA: Habría que comprobar que las condiciones de contorno establecidas son las correctas, pero eso se ve al observar el comportamiento de la pieza en la simulación de CATIA (viendo si las zonas dónde se producen las mayores concentraciones de tensiones son las correctas, la deformación de la pieza...).

### 9.3.3. Selección del material

Una vez que ya se tiene correctamente dimensionada la malla, el último paso sería ir cambiando el material con el que estará fabricada la pieza (estableciendo su límite de fluencia) y comprobando que el valor de la tensión máxima de Von Mises no supera dicho límite de fluencia.

De este modo se podrá seleccionar el material más ligero estando seguros de que la pieza no va a fallar.



**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**



## 10. Bibliografía

### 10.1. Bibliografía principal

- [1] Comparación entre CATIA V5 y Nastran-Patran.  
Disponible online:  
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/90007/fichero/TFG.pdf>  
Último acceso el 19/06/2017.
- [2] Análisis de varios programas.  
Disponible online:  
[http://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/6058/1/DISENOEIM\\_PLEM.pdf](http://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/6058/1/DISENOEIM_PLEM.pdf)  
Último acceso el 19/06/2017.
- [3] Características CATIA V5 frente a SolidWorks.  
Disponible online:  
<http://cad.softwareinsider.com/compare/12-24/CATIA-vs-SolidWorks>  
Ultimo acceso el 19/06/2017.
- [4] Comparación de Inventor con otros programas.  
Disponible online:  
<https://www.cadstudio.cz/dl/inventor%2011%20performance%20benchmarks.pdf>  
Ultimo acceso el 19/06/2017.
- [5] Comparación entre CATIA, SolidWorks e Inventor.  
Disponible online:  
<http://arfingenieria.com/ingenieria/simulacion-compresor-catia-solidworks-inventor.html>  
Ultimo acceso el 19/06/2017.
- [6] del Río, M. et al. El libro de Catia V5. Tébar (2007).
- [7] del Val, L., Herráez, M., Martín, M. Apuntes de la asignatura Diseño de Máquinas EII. Universidad de Valladolid (curso 2014/2015)
- [8] Budynas, R., Keith, N. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. McGraw Hill. 8 edición (2008).



- [9] Vázquez, J. Análisis y diseño de piezas de máquinas con CATIA V5. Marcombo (2009).
- [10] Condiciones de contorno.  
Disponible online:  
[http://www.staff.city.ac.uk/~ra600/ME2105/Catia%20course/CATIA%20Tutorials/estug\\_C2/estugbt0200.htm](http://www.staff.city.ac.uk/~ra600/ME2105/Catia%20course/CATIA%20Tutorials/estug_C2/estugbt0200.htm)  
Último acceso el 16/04/2017.
- [11] Torrecilla, E. El gran libro de CATIA. Marcombo. Segunda edición (2012).

## 10.2. Bibliografía complementaria

- Results Visualization.  
Disponible online:  
[http://www.staff.city.ac.uk/~ra600/ME2105/Catia%20course/CATIA%20Tutorials/estug\\_C2/estugbt0500.htm](http://www.staff.city.ac.uk/~ra600/ME2105/Catia%20course/CATIA%20Tutorials/estug_C2/estugbt0500.htm)  
Ultimo acceso el 06/06/2017.
- CATIA V5 FEA Tutorials.  
Disponible online:  
<http://www.sdcpublishations.com/pdfsample/978-1-58503-764-3-2.pdf>  
Ultimo acceso el 06/06/2017.
- Virtual parts in CATIA.  
Disponible online:  
<http://engineering-inventions.blogspot.com.es/2012/01/virtual-parts-in-catia-structural.html>  
Ultimo acceso el 06/06/2017.
- Stress Analysis CATIA V5.  
Disponible online:  
[http://www.cadcamlab.org/course/images/Example\\_Manuals\\_2006/Stress%20Analysis%20R14.pdf](http://www.cadcamlab.org/course/images/Example_Manuals_2006/Stress%20Analysis%20R14.pdf)  
Ultimo acceso el 06/06/2017.



- Ensamblajes de piezas para análisis estático.  
Disponible online:  
[http://www.webpages.uidaho.edu/mindworks/CATIA/Resources/Advanced\\_Tutorials/FEA/Bending\\_Torsion\\_Tension\\_Shear\\_Tutorial.pdf](http://www.webpages.uidaho.edu/mindworks/CATIA/Resources/Advanced_Tutorials/FEA/Bending_Torsion_Tension_Shear_Tutorial.pdf)  
Ultimo acceso el 06/06/2017.



**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**





## 11. Nomenclatura

En este apartado se definirán las magnitudes empleadas en el desarrollo del TFG y las simulaciones, con sus respectivas unidades y abreviaturas.

Magnitud	Unidad	Abreviatura	Símbolo
Tensión	Pascal	Pa	$\sigma$
Fuerza	Newton	N	F
Momento torsor	Newton x metro	Nm	$M_y$
Momento flector	Newton x metro	Nm	$M_x$
Desplazamiento	Metro	m	$\delta$
Error	Porcentaje	%	Sin símbolo
Límite de fluencia	Pascal	Pa	$S_y$
Resis. Última a tracción	Pascal	Pa	$S_{ut}$
Resis. Última a compresión	Pascal	Pa	$S_{uc}$



**Universidad de Valladolid**

## Análisis estático de piezas mecánicas



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**



## 12. Anexo

En este apartado se muestra una guía para encontrar las piezas que aparecen en el TFG escrito dentro del CD adjunto al trabajo.

### 12.1. Fuerza perpendicular sólo en el instante inicial

Para encontrar esta pieza hay que entrar en la carpeta “*fuerza perpendicular*”, posteriormente abrir la carpeta “*eje global*” y abrir el archivo “*fuerza\_perpen*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

### 12.2. Fuerza perpendicular a lo largo de la deformación

Para encontrar esta pieza hay que entrar en la carpeta “*fuerza perpendicular*”, posteriormente abrir la carpeta “*eje local*” y abrir el archivo “*fuerza\_perpen*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

### 12.3. Palanca empotrada de acero

#### 12.3.1. Caso teórico

Para encontrar esta pieza hay que entrar en la carpeta “*problema 2*”. Posteriormente hay dos opciones:

- Si se quiere ver la pieza sin el mallado local, hay que abrir la carpeta “*apartado a*”.
- Si se quiere ver la pieza con el mallado local, hay que abrir la carpeta “*apartado a-malla local*”.

Una vez dentro de la carpeta que se quiera de entre las dos opciones anteriores, habrá que abrir la carpeta “*caso teórico*” y abrir el archivo “*Analysis1*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

#### 12.3.2. Caso real

El procedimiento es el mismo que para el apartado 11.3.1, pero en este caso, en vez de abrir la carpeta “*caso teórico*” hay que abrir la carpeta “*caso real*”.



#### 12.4. Palanca empotrada de hierro fundido

##### 12.4.1. Caso teórico

Para encontrar esta pieza hay que entrar en la carpeta “*problema 2*”, luego hay que abrir la carpeta “*apartado b*”, posteriormente entrar en la carpeta “*caso teórico*” y abrir el archivo “*Analysis1*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

##### 12.4.2. Caso real

Para encontrar esta pieza hay que entrar en la carpeta “*problema 2*”, luego hay que abrir la carpeta “*apartado b*”, posteriormente entrar en la carpeta “*caso real*” y abrir el archivo “*Analysis1*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

#### 12.5. Eje rotativo

##### 12.5.1. Caso teórico

Para encontrar esta pieza hay que entrar en la carpeta “*problema 3*”, posteriormente entrar en la carpeta “*caso teórico*” y abrir el archivo “*Analysis1*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

##### 12.5.2. Caso real

Para encontrar esta pieza hay que entrar en la carpeta “*problema 3*”, posteriormente entrar en la carpeta “*caso real*” y abrir el archivo “*Analysis1*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

#### 12.6. Momento torsor

##### 12.6.1. Ejemplo 1

Para encontrar esta pieza hay que entrar en la carpeta “*momento torsor*”, posteriormente entrar en la carpeta “*ejemplo 1*”. A continuación, aparecen dos opciones:

- Si se quiere ver el caso en el que se crea el elemento virtual con un punto situado más cerca de la pieza, hay que abrir la carpeta “*punto cercano*”.



- Si se quiere ver el caso en el que se crea el elemento virtual con un punto situado más lejos de la pieza, hay que abrir la carpeta “*punto lejano*”.

Una vez dentro de la carpeta que se quiera de entre las dos opciones anteriores, hay que abrir el archivo “*Analysis1*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

### 12.6.2. Ejemplo 2

- Torsor aplicado en superficie intermedia de la pieza

Esta es la pieza que aparece desarrollada en el TFG. Para encontrar esta pieza, hay que entrar en la carpeta “*torsor en superficie intermedia de la pieza*”. Posteriormente, hay dos opciones:

-Si se quiere ver la aplicación del momento torsor mediante un elemento virtual, hay que abrir la carpeta “*con elemento virtual*”.

-Si se quiere ver la aplicación del momento torsor directamente con la herramienta para crear momentos, hay que abrir la carpeta “*directamente sobre superficie*”.

Una vez dentro de la carpeta que se quiera de entre las dos opciones anteriores, hay que abrir el archivo “*Analysis1*” del tipo “*CATIA Analysis*”.

- Torsor aplicado en la cara extremo de un cilindro

Esta pieza no aparece desarrollada en el TFG. Para encontrar esta pieza, hay que entrar en la carpeta “*torsor en extremo de la pieza*”. Posteriormente, hay dos opciones:

-Si se quiere ver la aplicación del momento torsor mediante un elemento virtual, hay que abrir la carpeta “*con elemento virtual*”.

-Si se quiere ver la aplicación del momento torsor directamente con la herramienta para crear momentos, hay que abrir la carpeta “*directamente sobre superficie*”.

Una vez dentro de la carpeta que se quiera de entre las dos opciones anteriores, hay que abrir el archivo “*Analysis1*” del tipo “*CATIA Analysis*”.



12.7. Ejemplo 3

El procedimiento para encontrar estas piezas es el mismo que el del apartado 11.6, pero en vez de entrar en la carpeta “*ejemplo 2*”, hay que entrar en la carpeta “*ejemplo 3*”.