

# Trabajo Fin de Grado

ADAPTACIÓN DEL PILARETE Y AMARRE DE UNA PALA  
FRONTAL AGRÍCOLA

ANEXO I  
CÁLCULOS ANALÍTICOS Y POR ORDENADOR (2/2)

Autor/es

OSCAR GURRÍA SEVILLA

Director/es

MIGUEL LÓPEZ PÉREZ

Ponente/s

JOSÉ MARÍA CÓZAR BARTOS

ESCUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
(UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA)

Año 2014

## ÍNDICE

1.	ANÁLISIS DE LA PALA FRONTAL AGRÍCOLA .....	1
1.1.	HIPÓTESIS DE TRABAJO.....	1
1.2.	ANÁLISIS DE LA POSICIÓN MÁS DESFAVORABLE .....	2
1.2.1.	ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS.....	3
2.	SIMULACION DE LA PALA AGRICOLA.....	8
2.1.	ASPECTOS GENERALES DE LA HERRAMIENTA SOLIDWORKS .....	8
2.1.1.	INTRODUCCIÓN A SOLIDWORKS.....	8
2.1.2.	SIMULACIÓN MEDIANTE SOLIDWORKS SIMULATION.....	8
2.2.	MODELADO EN 3D .....	10
2.2.1.	ENSAMBLAJE.....	14
2.3.	PREPROCESO DE SIMULACIÓN.....	14
2.4.	POSTPROCESO. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE ELEMENTOS .....	18
1.4.1.	CONJUNTO.....	19
1.4.2.	PILARETE .....	22
1.4.3.	AMARRE O PORTAPILARETE .....	25
1.4.4.	BULÓN DE ENGANCHE.....	28

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema posiciones masas máximas.....	2
Figura 2. Posición más desfavorable. ....	2
Figura 3. Elementos analizados. ....	3
Figura 4. Diagrama sólido libre Enganche "Euro".....	4
Figura 5. Diagrama sólido libre biela curvada.....	5
Figura 6. Diagrama sólido libre oreja paralelográfico. ....	6
Figura 7. Diagrama sólido libre brazo.....	7
Figura 8. Modelo lineal. ....	9
Figura 9. Enganche "Euro".....	10
Figura 10. Biela doble.....	10
Figura 11. Biela curvada.....	11
Figura 12. Barra paralelográfico.....	11
Figura 13. Oreja paralelográfico.....	11
Figura 14. Pilarete.....	12
Figura 15. Brazo.....	12
Figura 16. Horquilla para pacas.....	13
Figura 17. Amarre.....	13
Figura 18. Ensamblaje posición extrema.....	14
Figura 19. Selección de material.....	15
Figura 20. Selección de contactos.....	16
Figura 21. Selección de sujecciones.....	16
Figura 22. Aplicación de fuerzas.....	17
Figura 23. Mallado de componentes.....	17
Figura 24. Amarre + pilarete.....	18
Figura 25. Tensión von Mises Conjunto.....	19
Figura 26. Desplazamientos Conjunto.....	20
Figura 27. Zonas FDS inferiores a 3 Conjunto.....	21
Figura 28. Tensión von Mises Pilarete.....	22
Figura 29. Tensión de von Mises Pilarete sin casquillo.....	22
Figura 30. Tensión de von Mises Sistema de seguro pala.....	23
Figura 31. Zonas FDS inferiores a 3 Sistema de seguro pala.....	23
Figura 32. Desplazamientos Pilarete.....	24
Figura 33. Zonas FDS inferiores a 3 Pilarete.....	24
Figura 34. Tensión von Mises Amarre.....	25
Figura 35. Desplazamientos Amarre.....	25
Figura 36. Zonas FDS inferiores a 3 Amarre.....	26
Figura 37. Trazado Iso - Superficies.....	26
Figura 38. Trazado Iso - Superficies II.....	27
Figura 39. Deformaciones unitarias amarre.....	27
Figura 40. Tensión von Mises Bulón de Enganche.....	28
Figura 41. Desplazamientos Bulón de enganche.....	29
Figura 42. Zonas FDS inferiores a 3 Bulón de Enganche.....	29

---

### ***ÍNDICE DE TABLAS***

<i>Tabla 1. Masas máximas de elevación. ....</i>	<i>2</i>
<i>Tabla 2. Materiales utilizados. ....</i>	<i>14</i>
<i>Tabla 3. Propiedades mecánicas materiales. ....</i>	<i>15</i>

## 1. ANALISIS DE LA PALA FRONTAL AGRÍCOLA

### 1.1. HIPÓTESIS DE TRABAJO

Para realizar el análisis se parte de un diseño comercial ya existente, en concreto el modelo 410E, del que se toman todas las dimensiones así como las carreras de los cilindros hidráulicos que lo dotan de movimiento a partir de los planos en 2 dimensiones.

En primer lugar se va a analizar una de las posiciones más extremas de la pala, siendo esta la más desfavorable para los dos nuevos elementos (pilarete y amarre) ya que es en la que el centro de gravedad de la carga elevada se sitúa a mayor distancia del apoyo de la pala. Esta posición produce el mayor momento posible con respecto a los puntos de apoyo del pilarete ya que el radio (distancia) con respecto a estos es el mayor de todas las posiciones de funcionamiento de la pala.

En esta posición dimensionaremos teniendo en cuenta que las uniones de las piezas principales y la unión de los cilindros hidráulicos se realizarán mediante pasadores.

Teniendo en cuenta las características de los materiales utilizados en cada elemento así como los coeficientes de seguridad exigidos según la teoría de cortante máximo, se deberían determinar los siguientes puntos:

1. Fuerza que tienen que realizar los cilindros hidráulicos.
2. Dimensiones de los cilindros hidráulicos
3. Diámetro de los pasadores
4. Anchura de las orejetas.

Puesto que solo van a sustituirse dos piezas, se realizará el cálculo de las fuerzas en cada pasador hasta llegar a las piezas de interés. El diseño de los 4 puntos anteriores ya ha sido llevado a cabo y las dimensiones son correctas ya que este modelo de pala funciona a la perfección. Solo se realizarán comprobaciones de diámetro de pasador y anchura de orejetas en pilaretes y amarres si es necesario.

La pala es simétrica, por lo que solamente calcularemos los esfuerzos que soportan los pasadores de uno de los brazos elevadores.

Una vez conocidas las acciones a las que está sometido cada pasador calcularemos las tensiones que sufren los elementos sobre los que puede darse el fallo.

Las tensiones reales que puedan aparecer serán siempre inferiores a las tensiones máximas admisibles.

El coeficiente de seguridad mínimo admisible exigido será de 3.

## 1.2. ANÁLISIS DE LA POSICIÓN MÁS DESFAVORABLE

Para analizar la posición más desfavorable, se va a estudiar la posición extrema con la carga máxima que Maquinaria Agrícola El León asegura debe soportar la pala.

Esta carga es de 1600 kg situada a 600mm del bulón del “Enganche Euro” como indica la tabla 3.

	1 (kg)	2 (kg)	3 (kg)
320F	1350	1000	900
340E	1600	1200	1050
370E	2130	1500	1250
385E	2800	2100	1700
410E	2300	2000	1600
430E	2500	1900	1700
470E	2800	2090	1950

Tabla 1. Masas máximas de elevación.

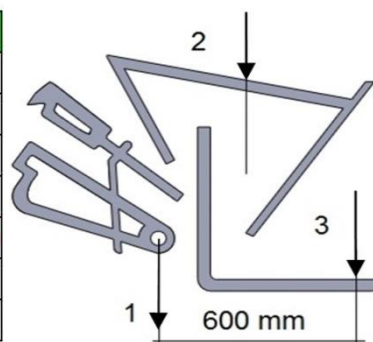


Figura 1. Esquema posiciones masas máximas.

Al ser una maquina simétrica, analizaremos un solo brazo elevador, por lo que la carga máxima en cada brazo será:  $(1600\text{kg} \cdot 9.81)/2 = 7848 \text{ N}$

Finalmente, se ha optado por redondear la carga de **P** a **8000N**.

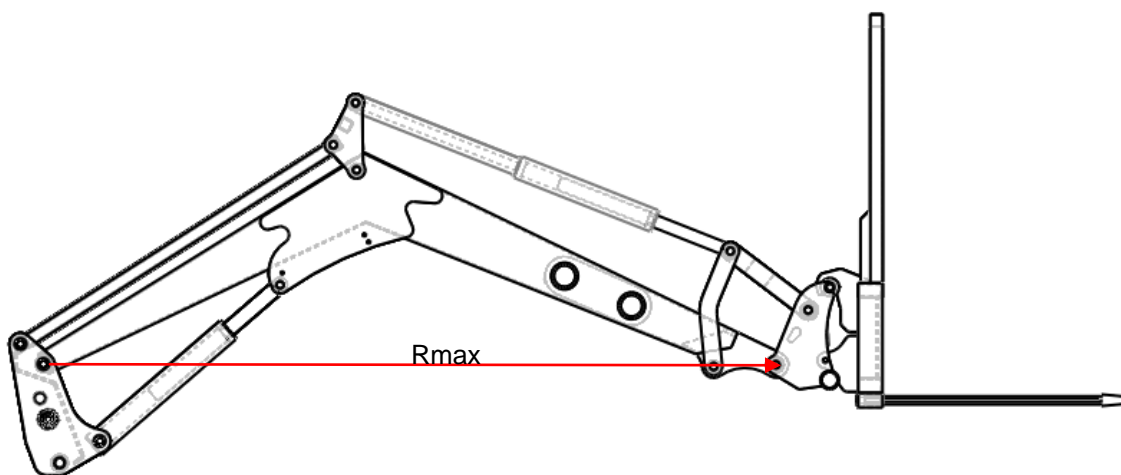


Figura 2. Posición más desfavorable.

En la figura 2 se observa la pala de perfil elevada a la posición más desfavorable para el nuevo pilarete y amarre. Esta posición es aquella en la cual el anterior bulón mencionado se encuentra más alejado del bulón de unión del brazo elevador con el pilarete.

## 1.2.1. ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS

Vamos a realizar el análisis de los elementos de forma individual, cuando el cargador frontal se encuentra en la posición anteriormente explicada.

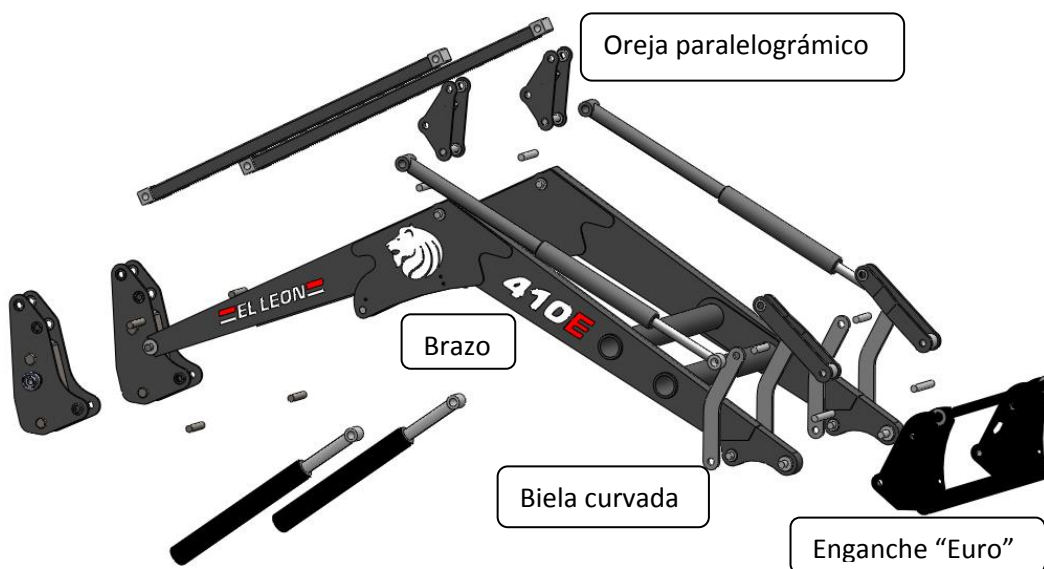


Figura 3. Elementos analizados.

A continuación se muestra el orden en el cual se realizan los cálculos analíticos de los elementos que componen la pala:

- Enganche Euro
- Biela curvada
- Oreja paralelográfico
- Brazo

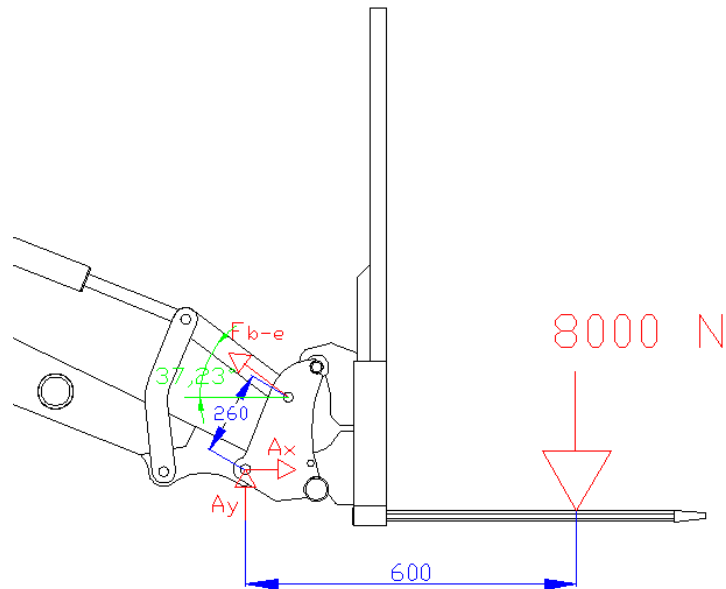


Figura 4. Diagrama sólido libre Enganche "Euro".

- $\Sigma M_A = 0$

$$F_{B-E} \cdot 260 - P \cdot 600 = 0$$

$$F_{B-E} = 18.461,5 \text{ N}$$

- $\Sigma F_Y = 0$

$$F_{B-E} \cdot \sin(37,23) - P - A_Y = 0$$

$$A_Y = 3.170 \text{ N}$$

- $\Sigma F_X = 0$

$$F_{B-E} \cdot \cos(37,23) = A_X$$

$$A_X = 14.700 \text{ N}$$



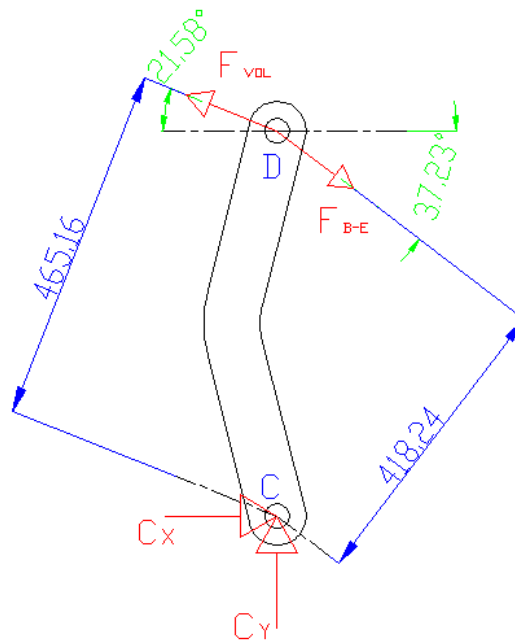


Figura 5. Diagrama sólido libre biela curvada.

- $\Sigma M_C = 0$

$$F_{VOL} \cdot 465,16 - F_{B-E} \cdot 418,24 = 0$$

$$F_{VOL} = 16.600 \text{ N}$$

- $\Sigma F_Y = 0$

$$C_Y + F_{VOL} \cdot \sin(21,58) - F_{B-E} \cdot \sin(37,23) = 0$$

$$C_Y = 5.064,5 \text{ N}$$

- $\Sigma F_X = 0$

$$C_X - F_{VOL} \cdot \cos(21,58) + F_{B-E} \cdot \cos(37,23) = 0$$

$$C_X = 735,8 \text{ N}$$

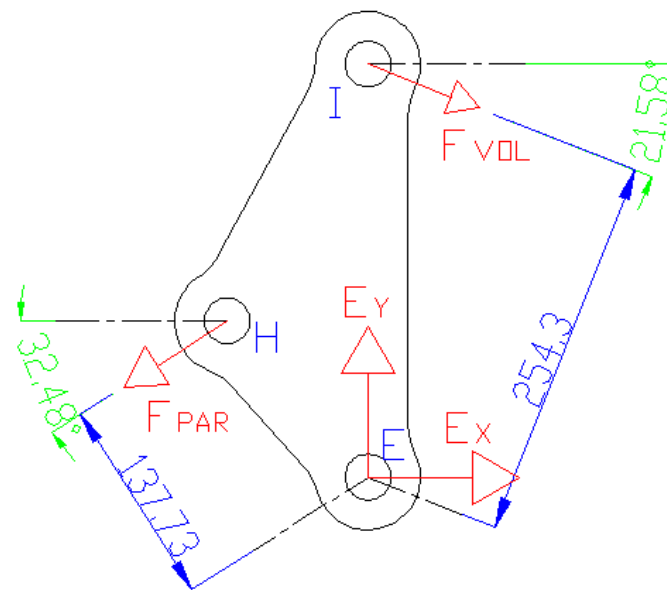


Figura 6. Diagrama sólido libre oreja paralelogramico.

- $\Sigma M_E = 0$

$$F_{PAR} \cdot 137,73 - F_{VOL} \cdot 254,3 = 0$$

$$F_{PAR} = 30.650 \text{ N}$$

- $\Sigma F_Y = 0$

$$E_Y - F_{VOL} \cdot \sin(21,58) + F_{PAR} \cdot \sin(32,48) = 0$$

$$E_Y = 22.564,7 \text{ N}$$

- $\Sigma F_X = 0$

$$E_X + F_{VOL} \cdot \cos(21,58) - F_{PAR} \cdot \cos(32,48) = 0$$

$$E_X = 10.419,6 \text{ N}$$

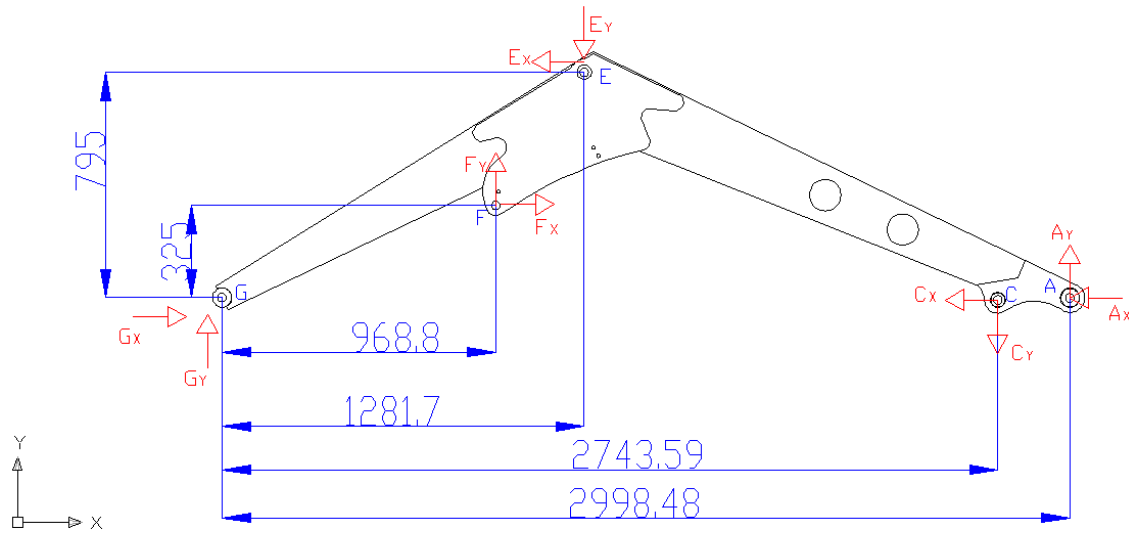


Figura 7. Diagrama sólido libre brazo.

- $\Sigma M_G = 0$

$$A_Y \cdot 2998,5 - C_Y \cdot 2743,6 - E_Y \cdot 1281,7 + E_X \cdot 795 + F_Y \cdot 968,8 - F_X \cdot 324,3 = 0$$

$$F_Y = F_{ELEV} \cdot \text{sen}(41)$$

$$F_X = F_{ELEV} \cdot \text{cos}(41)$$

$$A_Y \cdot 2998,5 - C_Y \cdot 2743,6 - E_Y \cdot 1281,7 + E_X \cdot 795 + F_{ELEV} \cdot [968,8 \cdot \text{sen}(41) - 324,3 \cdot \text{cos}(41)] = 0$$

$$F_{ELEV} = 64.008,5 \text{ N}$$

- $\Sigma F_Y = 0$

$$G_Y + A_Y + F_Y - C_Y - E_Y = 0$$

$$G_Y = -17.424,4 \text{ N}$$

- $\Sigma F_X = 0$

$$G_X - C_X - A_X + F_X - E_X = 0$$

$$G_X = -22.547,6 \text{ N}$$

## **2. SIMULACION DE LA PALA AGRICOLA**

### **2.1.ASPECTOS GENERALES DE LA HERRAMIENTA SOLIDWORKS**

#### **2.1.1. INTRODUCCIÓN A SOLIDWORKS**

SolidWorks es un software de diseño tridimensional asistido por ordenador para facilitar el modelado de piezas, crear grandes ensamblajes, generar planos y otras funcionalidades que le permiten validar, gestionar y comunicar proyectos de forma rápida precisa y fiable.

El programa permite modelar piezas y conjuntos con rapidez, y extraer de ellos de manera automatizada tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD.

Las principales características que hace de SolidWorks una herramienta versátil y precisa es su capacidad de ser asociativo, variacional y paramétrico de forma bidireccional con todas sus aplicaciones. Además utiliza el Gestor de Diseño que facilita enormemente la modificación rápida de operaciones tridimensionales y de croquis de operación sin tener que rehacer los diseños ya plasmados en el resto de sus documentos asociados.

Por otro lado, junto con las herramientas de diseño de pieza, ensamblaje y dibujo, SolidWorks dispone de multitud de herramientas de análisis y simulación, productividad, gestión de proyectos y presentación. SolidWorks se caracteriza por su entorno intuitivo y por disponer de herramientas de diseño fáciles de utilizar. Todo integrado en un único programa de diseño con más de 45 aplicaciones complementarias para facilitar el desarrollo de sus proyectos.

#### **2.1.2. SIMULACIÓN MEDIANTE SOLIDWORKS SIMULATION**

Para realizar el análisis haremos una simulación de las dos nuevas piezas de manera independiente en la posición más desfavorable del conjunto. No será necesario analizar el resto de piezas puesto que ya se realizó en su día en la empresa y poseen un diseño más que correcto.

Se hará uso de la herramienta SolidWorks Simulation, basada en el análisis mediante MEF (Método de los Elementos Finitos) que lleva incorporado el programa SolidWorks.

El MEF es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería como análisis de tensiones o cálculo de desplazamientos. El método se basa en dividir el cuerpo o geometría a estudiar en múltiples partes de pequeño tamaño denominados "Elementos", los cuales comparten entre ellos puntos comunes de intersección denominados "Nodos".

Los programas basados en MEF formulan ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de cada uno de los elementos teniendo en cuenta su conectividad con los demás.

Las ecuaciones matemáticas empleadas definen los desplazamientos de cada uno de los nodos en las direcciones Y, X y Z en función de la carga, las restricciones de movimiento y las propiedades mecánicas del material empleado.

El desplazamiento de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones y las tensiones resultantes finales.

Finalmente, el software representa el modelo tridimensional con una gama de colores que indican las tensiones y deformaciones sufridas bajo las condiciones de contorno impuestas (restricciones, material y cargas).

Para realizar los cálculos se suponen las siguientes hipótesis de trabajo:

## Estudio estático

El modelo ensayado debe soportar las cargas aplicadas de forma lenta y gradual hasta alcanzar la magnitud máxima definida. En los casos en que el modelo deba soportar las cargas de forma repentina las deformaciones unitarias y las tensiones sufridas serán mayores y deberá usar aplicaciones de Análisis dinámico o impacto.

Permite simular los desplazamientos, las fuerzas de reacción, las tensiones y las deformaciones unitarias que se producen en el modelo tridimensional bajo unas condiciones de contorno definidas previamente.

También permite evaluar el factor de seguridad del modelo en función de las diferentes teorías de fallo.

## Modelo lineal

La respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada. El incremento de la carga incrementa los desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones de forma proporcional.

Cuando las tensiones aplicadas son bajas, las deformaciones son proporcionales a dicha tensión según el Modulo de elasticidad o Modulo de Young del material seleccionado y por lo tanto, el comportamiento puede ser representativo.

Sin embargo, el empleo de tensiones superiores a la del Límite elástico requiere el uso de aplicaciones no lineales que tenga en cuenta las posibles deformaciones plásticas del material.

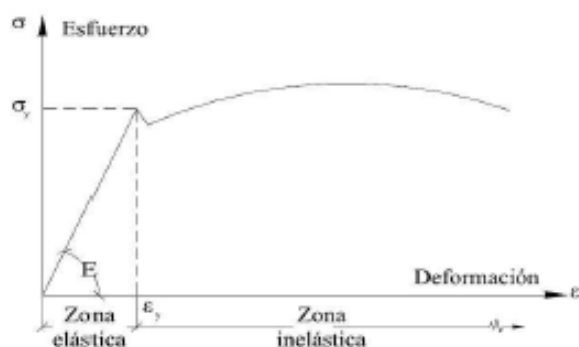


Figura 8. Modelo lineal.

## Modelo elástico

Las tensiones aplicadas se encuentran dentro de la zona de elasticidad de material empleado y que la eliminación o el cese de tensiones provoca la recuperación de las dimensiones iniciales del modelo ensayado. La suposición de elasticidad excluye los comportamientos debidos a deformaciones plásticas permanentes. En el caso de que el modelo fuera a estar sometido a tensiones superiores a la del Límite elástico y fuese a sufrir deformaciones plásticas permanentes se debería utilizar aplicaciones de análisis no lineal.

## 2.2. MODELADO EN 3D

Para realizar el análisis de la pala frontal agrícola hemos seguido los siguientes pasos:

Se realizan los croquis y diseños de las diferentes piezas con los datos obtenidos del cálculo analítico y a partir de los planos proporcionados para poder construir las piezas tal y como son en la realidad.

- Enganche "Euro"



Figura 9. Enganche "Euro".

- Biela doble



Figura 10. Biela doble.

- Biela curvada



Figura 11. Biela curvada.

- Barra paralelogramo

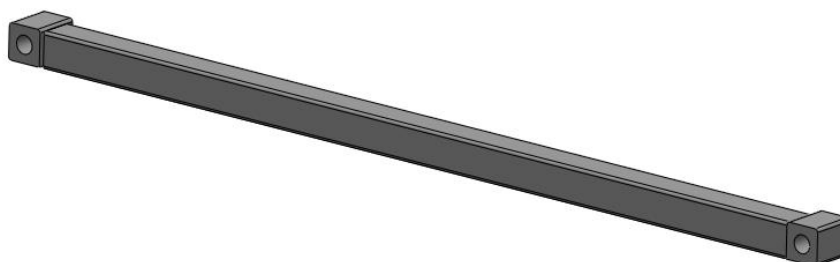


Figura 12. Barra paralelogramo.

- Oreja paralelogramo

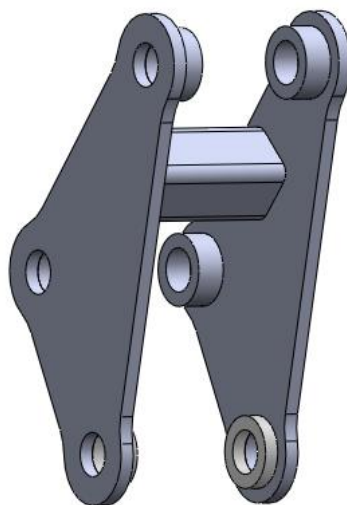


Figura 13. Oreja paralelogramo.

- Pilarete

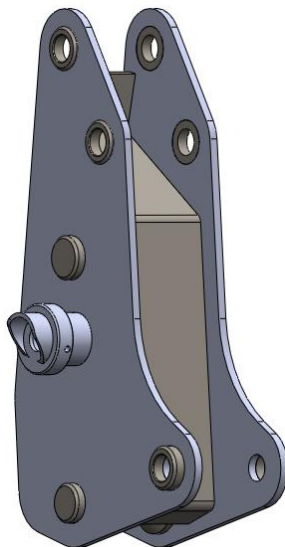


Figura 14. Pilarete.

- Brazo



Figura 15. Brazo.



- Horquilla

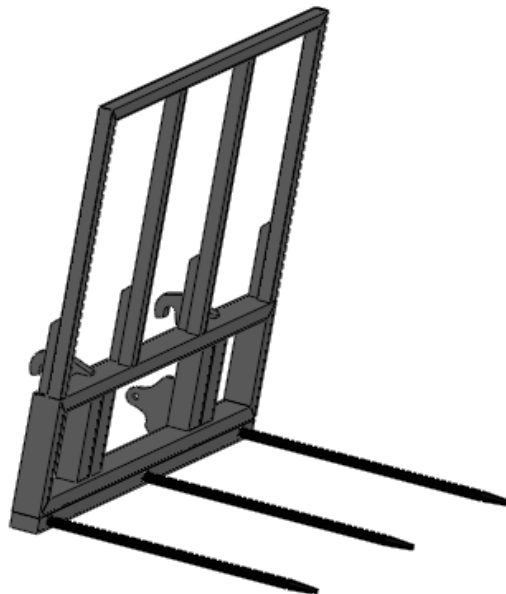


Figura 16. Horquilla para pacas.

- Amarre

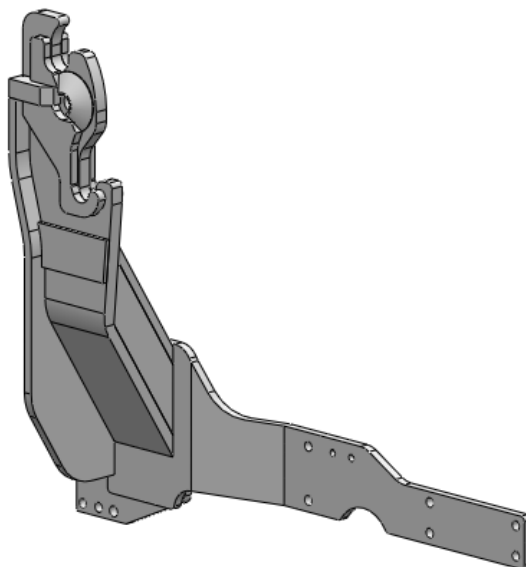


Figura 17. Amarre.

Es necesario comentar que en los componentes como el amarre y el pilarete, que poseen la propiedad de ser simétricos a izquierda y derecha del tractor. Se aplicará dicha simetría en el diseño en 3D de cada una de las piezas que los componen.

## 2.2.1. ENSAMBLAJE

Se procede al ensamblaje de todos los elementos en las posiciones correspondientes para crear el mecanismo en la posición extrema estudiada.

En la figura se muestra el mecanismo ensamblado en la posición desfavorable, momento en el cual el pilarete sufre mayores tensiones.



Figura 18. Ensamblaje posición extrema.

## 2.3.PREPROCESO DE SIMULACIÓN

A continuación se muestran y describen los pasos para poder llevar a cabo la simulación de los elementos.

1. **Material:** hay que definir el material de cada uno de los elementos que forman el mecanismo. SolidWorks tiene una amplia biblioteca de materiales de la cual se puede elegir el material definido si lo deseamos, pero también existe la posibilidad de crear nuestra propia biblioteca de materiales.

El material utilizado para los dos elementos a estudiar será:

Acero	Pieza	Conjunto
F – 114	Buje D50	Pilarete
	Buje D45	
	Tapa de cierre	
	Casquillo guía de bulón	
	Arandela soporte guía	
	Casquillo suplemento oreja	
St – 52.3	Chapas laterales	Amarre
	Refuerzo interior del pilarete	
	Amarre completo	
F – 125	Bulón de enganche	Bulón de enganche

Tabla 2. Materiales utilizados.

Cuyas propiedades son:

Acero	Limite elástico (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)
F – 114	490	700-850
F – 125	650	900
St – 52.3	355	510

Tabla 3. Propiedades mecánicas materiales.

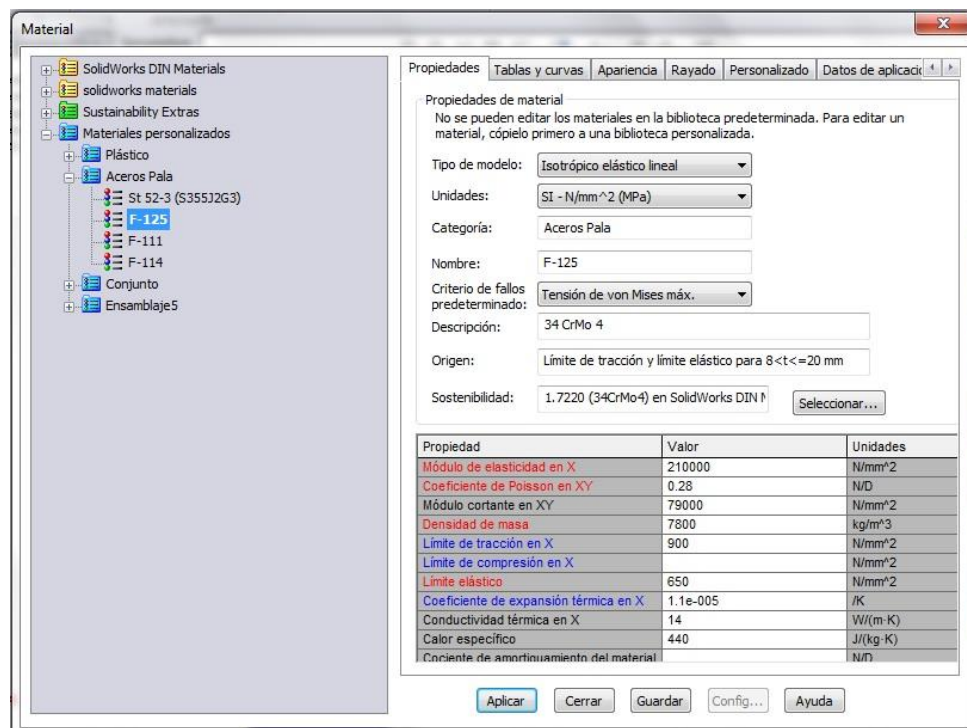


Figura 19. Selección de material.

2. **Conectores:** tenemos que definir la forma en la que se unen las diferentes piezas entre sí, en el ensamblaje del cargador frontal, las piezas van unidas entre sí con pasadores. Como vamos a realizar un análisis pieza por pieza de forma individual, esto solo lo tendremos que hacer en el caso del brazo elevador, ya que esta pieza sí que es un subensamblaje.

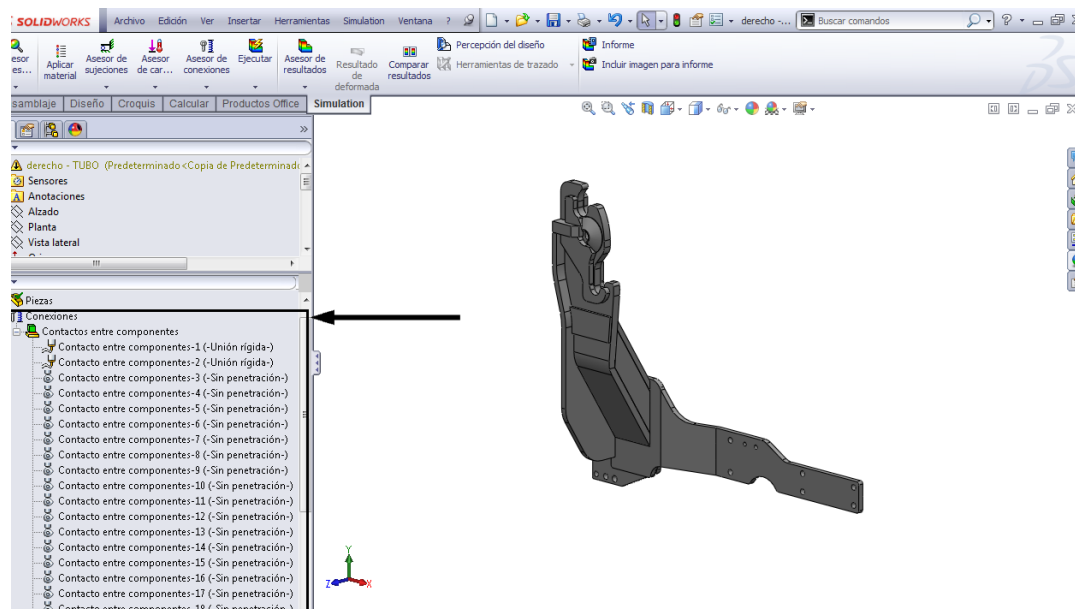


Figura 20. Selección de contactos.

3. **Sujeciones:** en los elementos brazo elevador enganche y acople de herramientas colocaremos dos sujeciones fijas para que se aproxime a la realidad en la medida de lo posible. En el resto de elementos utilizaremos la propiedad de desahogo inercial y los calculara las piezas sin necesidad de colocar sujeciones.

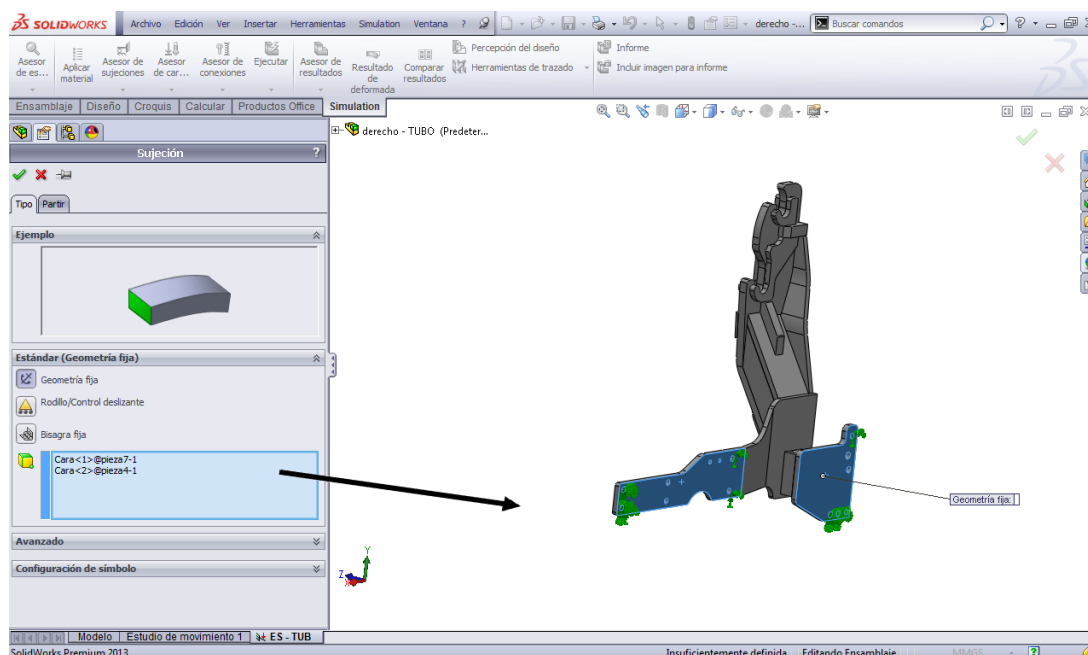


Figura 21. Selección de sujeciones.

4. **Cargas externas:** elegiremos las mayores cargas calculadas anteriormente, para que sea la situación más desfavorable para cada una de a piezas. En esa posición se definirán las fuerzas descompuestas en los ejes x e y, y seleccionaremos la dirección y magnitud de cada una de las fuerzas a las que está sometido dicho elemento. Dichas fuerzas tendrán que ser aplicadas en la superficie respectiva.

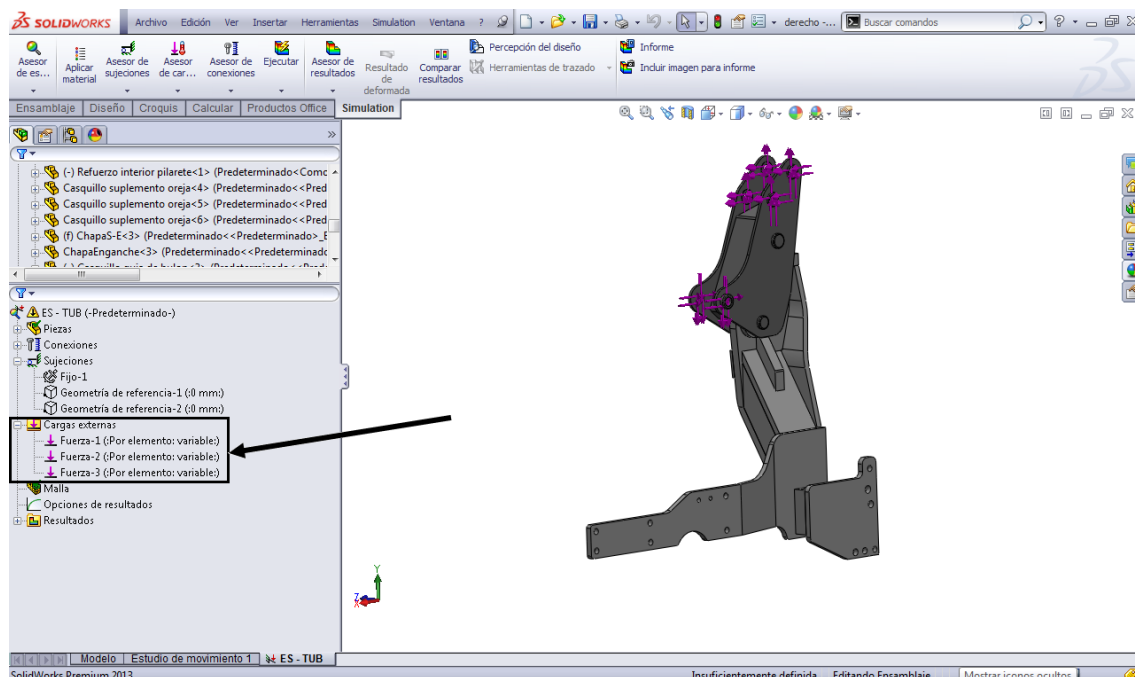


Figura 22. Aplicación de fuerzas.

5. **Malla:** hay que crear la malla en los elementos, para poder analizarlos a continuación por MEF. Utilizares un mallado fino para obtener unos resultados más exactos que si utilizamos un mallado más grueso.

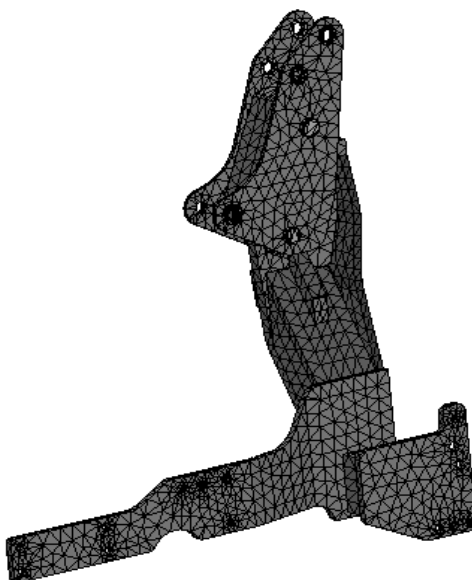


Figura 23. Mallado de componentes.

## 2.4.POSTPROCESO. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE ELEMENTOS

A continuación se muestra el análisis de los dos elementos en la situación más desfavorable para ambos. Se muestran los resultados de tensiones, desplazamientos y factor de seguridad individualmente.

Para realizar la simulación se han utilizado las sujeciones en las piezas que correspondía. Aprovechando la adaptación de la nueva chapa de amarre al amarre completo para el Claas Arion 410, se realiza el ensamblaje con el nuevo pilarete y se colocan las sujeciones y fuerzas correspondientes en ambos. En caso de que alguna pieza no cumpla con las restricciones impuestas, se buscaran las soluciones pertinentes para poder cumplirlas.

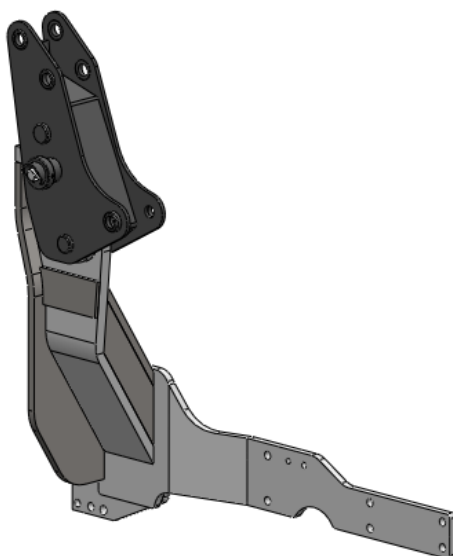


Figura 24. Amarre + pilarete.

Como siempre se desea realizar el análisis aproximando en la medida de lo posible a la realidad, se ha utilizado un factor de seguridad de 3, puesto que se evalúan cargas permanentes y se toma el criterio de resistencia a la rotura de los materiales.

## 1.4.1. CONJUNTO

### Tensión de von Mises

Se muestra la distribución de tensiones de Von Mises en el conjunto, siendo las áreas de color rojizo aquellas que soportan mayores tensiones. Opuestamente las partes con tonos azules representan aquellas zonas o áreas que soportan menores tensiones.

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Casquillo  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Valor global: 3.7089e-010 a 311.248 N/mm<sup>2</sup> (MPa)

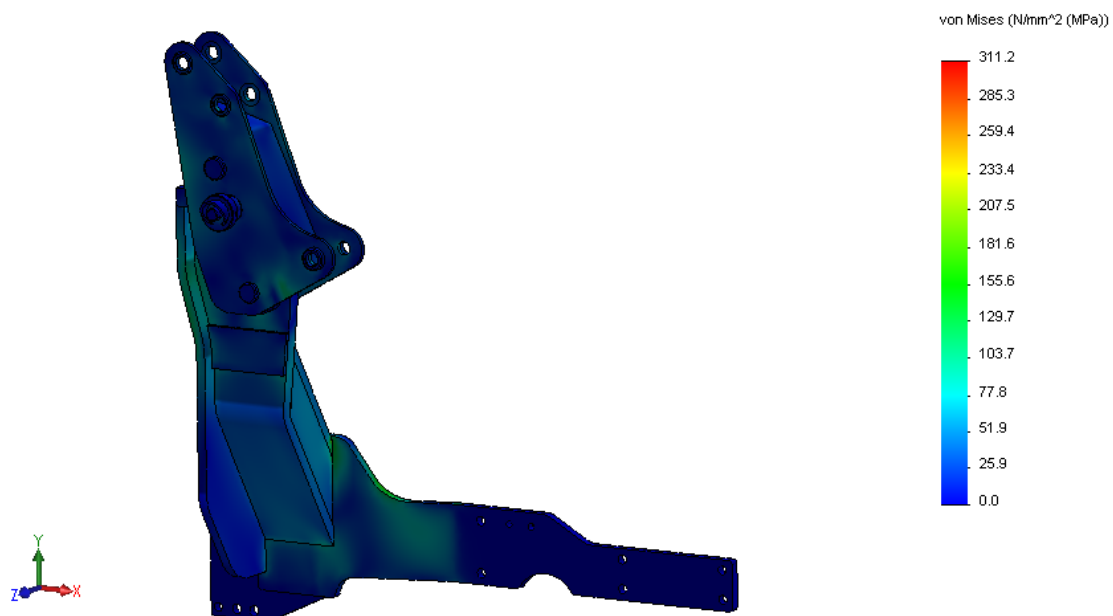


Figura 25. Tensión von Mises Conjunto.

Se puede observar en un primer momento, que la tensión máxima es de 311.2 MPa, superando todas aquellas máximas permitidas por cada uno de los 3 materiales de los que está compuesto el conjunto:

Tomando un Factor de Seguridad igual a 3 según el criterio de resistencia a la rotura:

- **Acero St – 52.3** →  $510 / 3 = 170$  MPa.
- **Acero F – 114** →  $700 / 3 = 233.33$  MPa.
- **Acero F – 125** →  $900 / 3 = 300$  MPa.

## Desplazamientos

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Casquillo  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
Escala de deformación: 1  
Valor global: 0 a 4.28547 mm

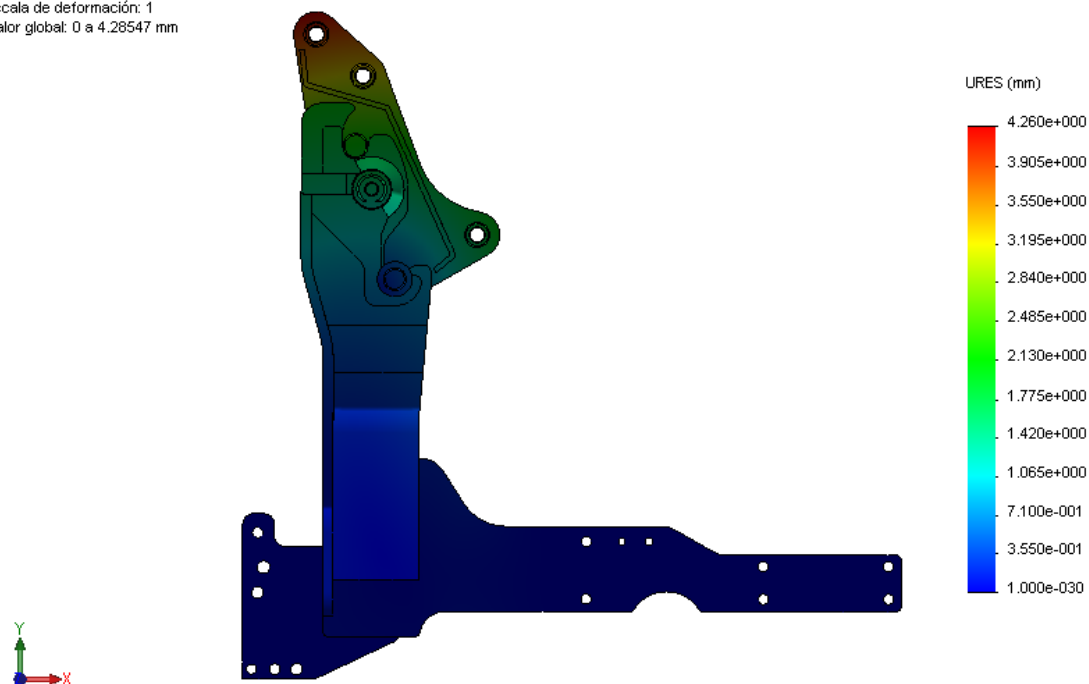


Figura 26. Desplazamientos Conjunto.

Los mayores desplazamientos ocurren en la zona más alta del conjunto, concretamente en el pilarete. Estos desplazamientos máximos se producen debido a la suma de los desplazamientos de la chapa portapilaretes perteneciente al amarre y el juego que existe entre la misma y el pilarete para que pueda ser amarrada la pala con cierta holgura. Puesto que existe más de un metro entre la zona inferior de la chapa que une el amarre con el tractor (chapa con agujeros de tornillos) hasta el bulón más alto del pilarete (área con mayores desplazamientos) y que debe existir un cierto juego entre el pilarete y el amarre para poder acoplar y desacoplar la pala, estos desplazamientos son tolerables.



Factor de seguridad

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: ES - TUB  
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS < 3  
Criterio: Tensiones von Mises máx.  
Rojo < FOS = 3 < Azul

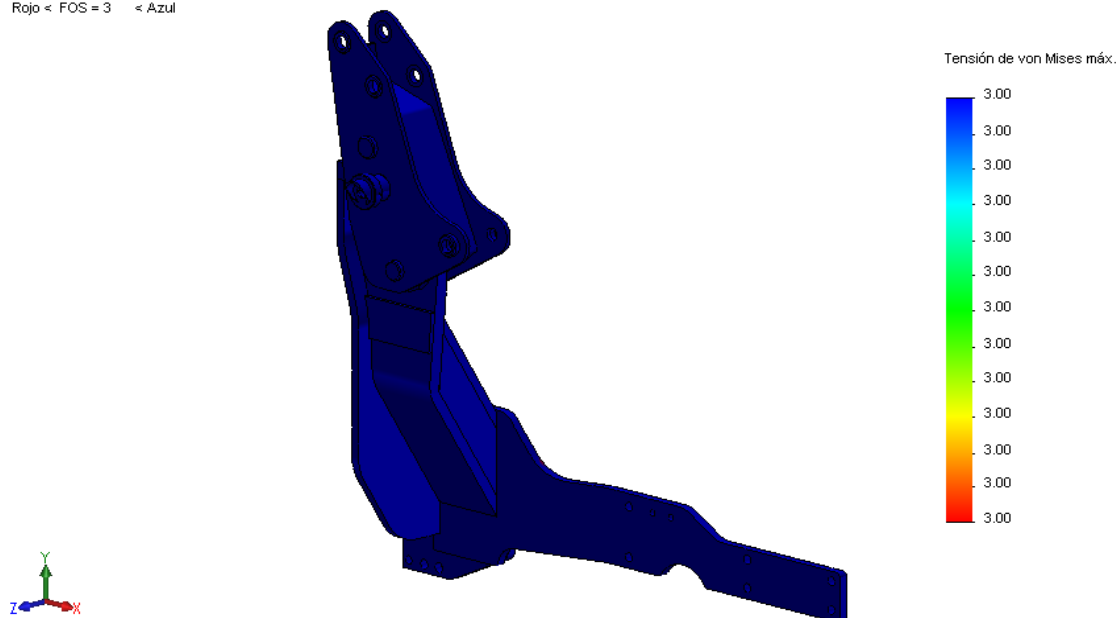


Figura 27. Zonas FDS inferiores a 3 Conjunto.

En principio no parece que exista ninguna zona que comprometa el conjunto, pero viendo las tensiones anteriormente se sabe que una de las piezas se encuentra comprometida superando aquellas permitidas con un factor de seguridad 3.

A continuación se analizarán el amarre y el pilarete por separado para ver con más detenimiento las tensiones, desplazamientos y zonas comprometidas.

## 1.4.2. PILARETE

### Tensión de von Mises

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Casquillo  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Valor global: 3.7089e-010 a 311.248 N/mm<sup>2</sup> (MPa)

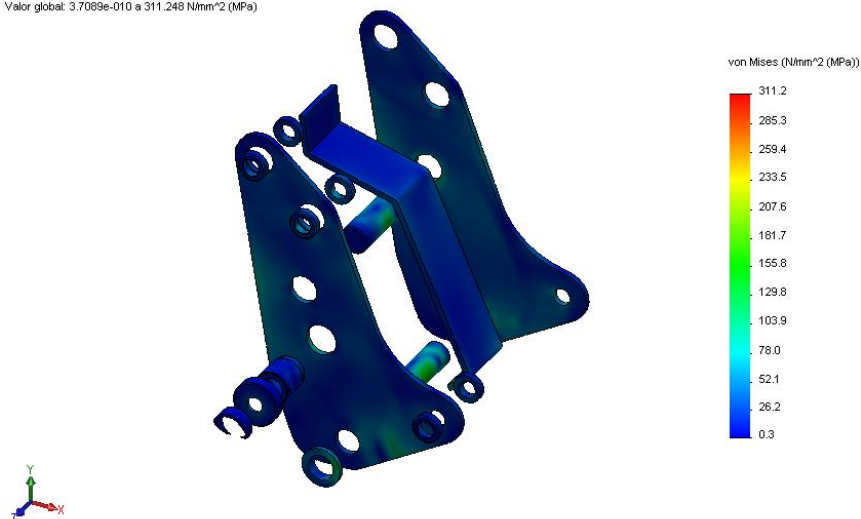


Figura 28. Tensión von Mises Pilarete.

Analizando el pilarete por separado, se observa que las tensiones que superan las permitidas se encuentran en una de las piezas que lo componen. Observando pieza a pieza vemos que se encuentran en el casquillo guía de bulón de enganche.

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Casquillo  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Valor global: 3.7089e-010 a 311.248 N/mm<sup>2</sup> (MPa)

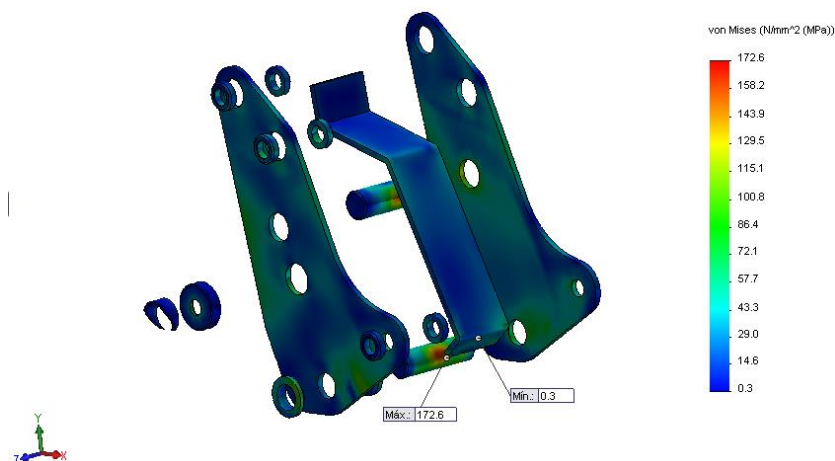


Figura 29. Tensión de von Mises Pilarete sin casquillo.

Tras eliminar el casquillo de los resultados se puede ver que ninguna de las demás piezas se encuentra por encima de las tensiones permitidas. A continuación se propone una solución.

Se han suavizado las aristas vivas y se ha incorporado un refuerzo en forma de arandela plana a soldar alrededor del casquillo en la zona interna de la chapa lateral que compone el pilarete. La arandela tiene un diámetro interno de 55 mm con un espesor de 3 mm. Además por seguridad, se ha optado en cambiar el material del casquillo a un acero F – 125, puesto que es la zona más débil de todo el conjunto y permite que la pala no se desenganche.

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Refuerzo casquillo  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensionest  
Valor global: 3.72687e-010 a 1.227.16 N/mm<sup>2</sup> (MPa)

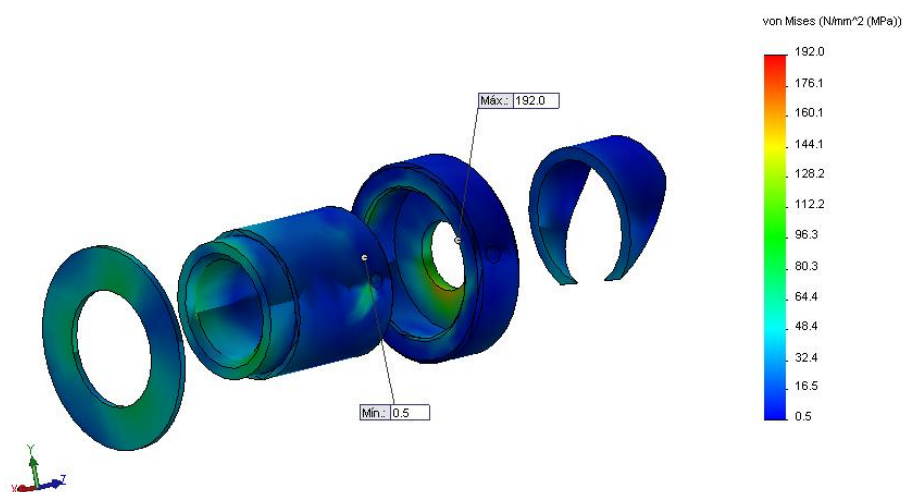


Figura 30. Tensión de von Mises Sistema de seguro pala.

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Refuerzo casquillo  
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS < 3  
Criterio: Tensiones von Mises máx.  
Rojo < FOS = 3 < Azul  
Valor global: 0 a 1.357.31

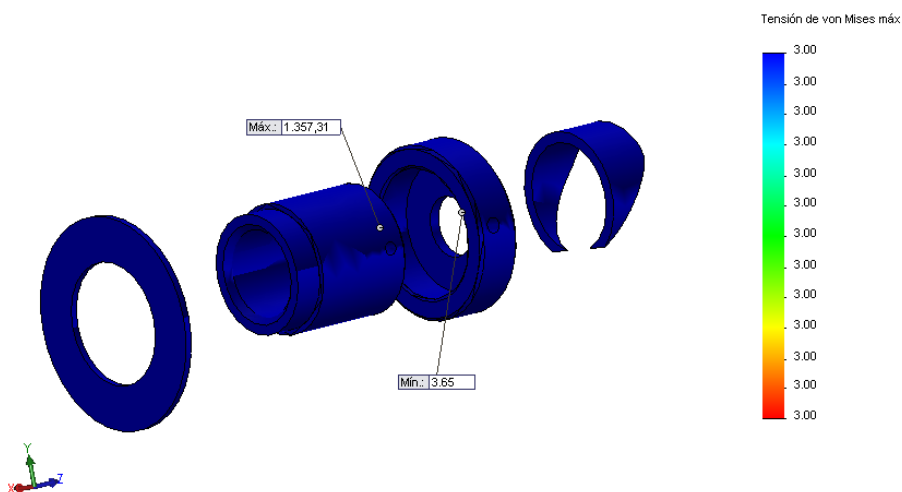


Figura 31. Zonas FDS inferiores a 3 Sistema de seguro pala.

## Desplazamientos

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Casquillo  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
Escala de deformación: 1  
Valor global: 0 a 4.28547 mm

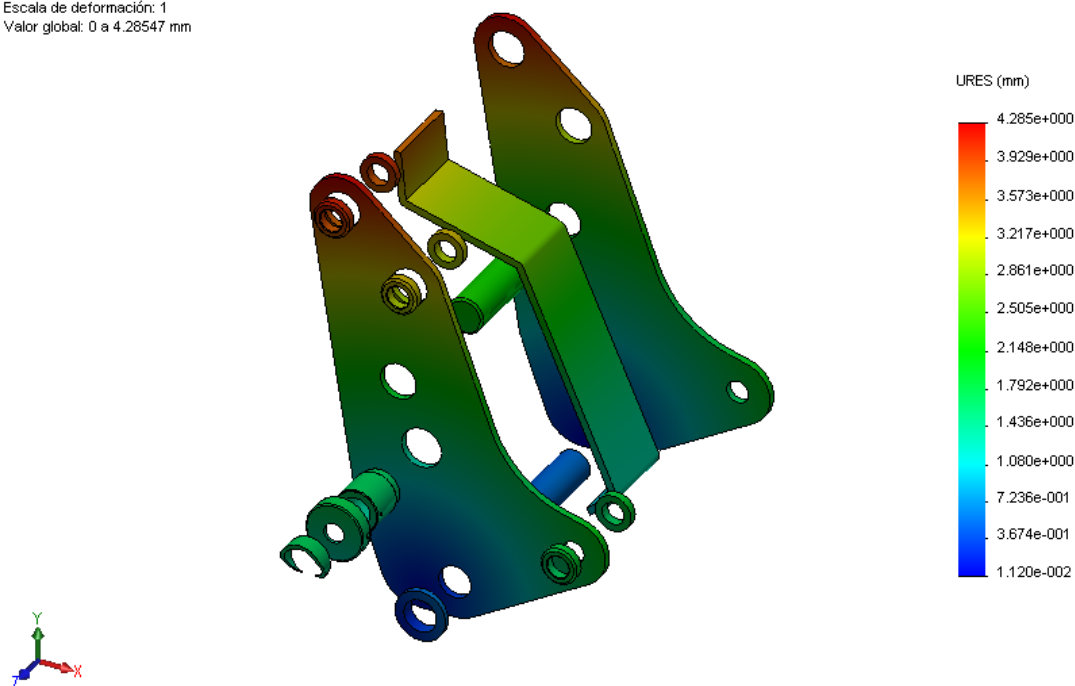


Figura 32. Desplazamientos Pilarete.

Factor de seguridad

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Casquillo  
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS < 3  
Criterio: Tensiones von Mises máx.  
Rojo < FOS = 3 < Azul  
Valor global: 0 a 2501.99

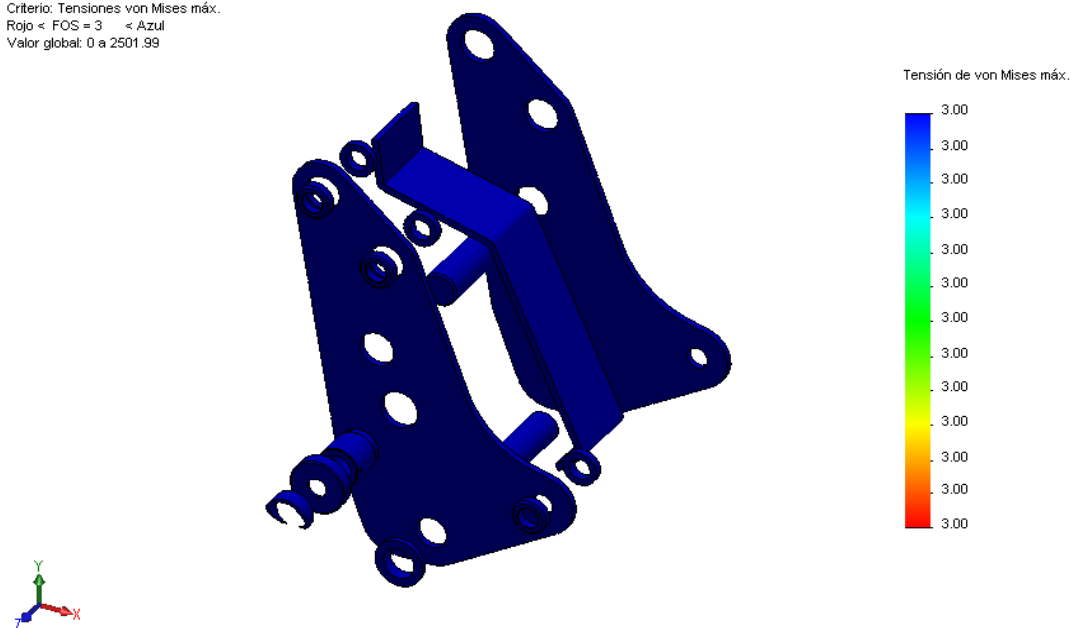


Figura 33. Zonas FDS inferiores a 3 Pilarete.

## 1.4.3. AMARRE O PORTAPILARETE

A continuación se muestran los resultados de tensiones, desplazamientos y factor de seguridad para el amarre completo.

### Tensión de von Mises

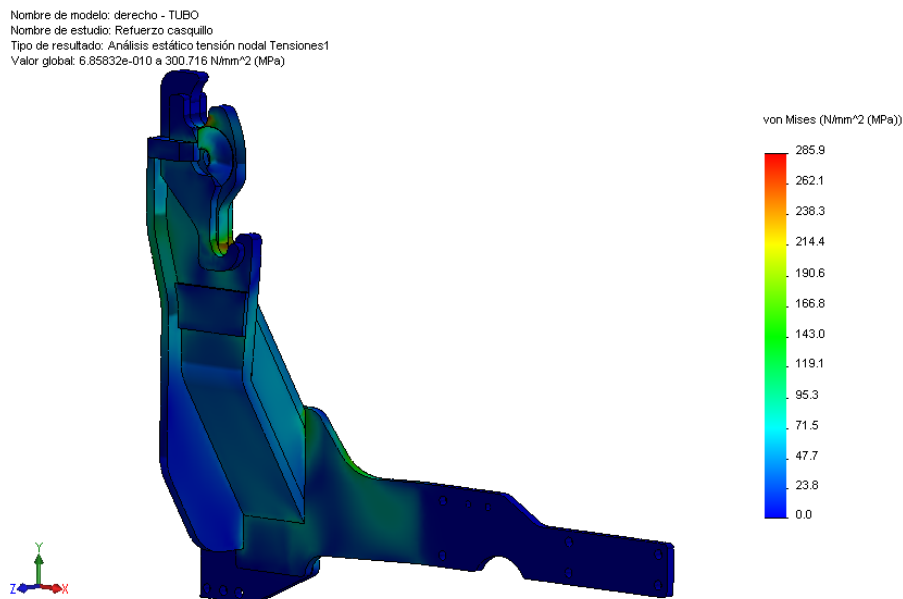


Figura 34. Tensión von Mises Amarre.

### Desplazamientos

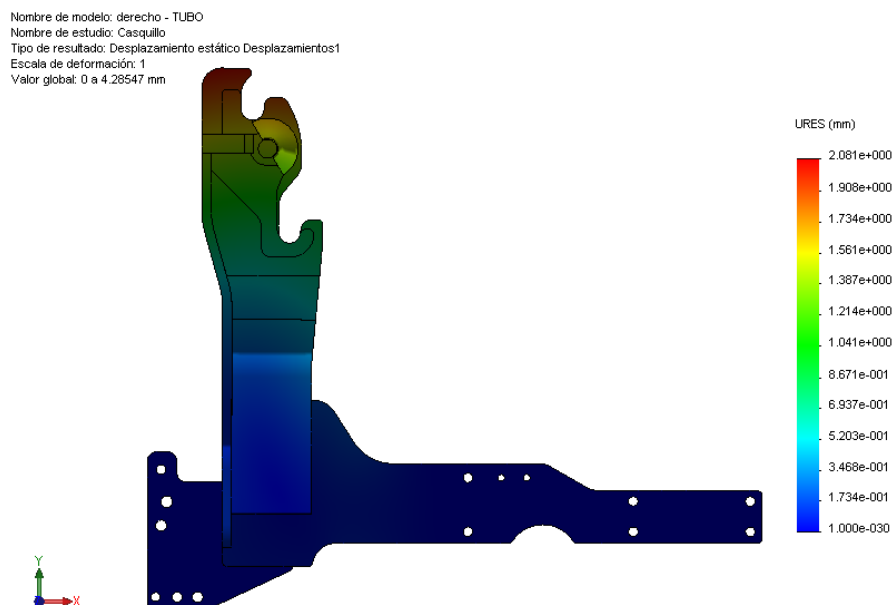


Figura 35. Desplazamientos Amarre.

## Factor de seguridad

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Casquillo  
Tipo de resultado: Factor de seguridad FDS < 3  
Criterio: Tensiones von Mises máx.  
Rojo < FOS = 3 < Azul  
Valor global: 0 a 1.37507e+012

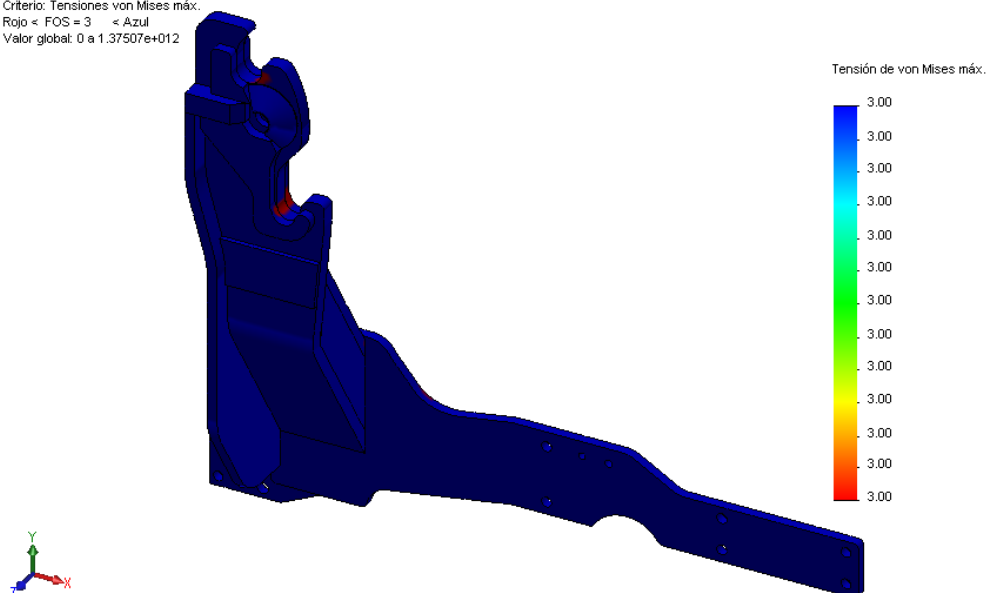


Figura 36. Zonas FDS inferiores a 3 Amarre.

Como puede observarse en la figura 36, existen zonas puntuales en el amarre de la pala al tractor que no cumplen con el factor de seguridad anteriormente tomado. Profundizando un poco más en este aspecto, se puede realizar un trazado de tensiones superiores a 170 MPa para poder ver en que magnitud son peligrosas estas zonas.

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Refuerzo casquillo  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensionest  
Valor global: 5.65832e-010 a 300.716 N/mm<sup>2</sup> (MPa)  
Volumen de elemento = 0.49 %

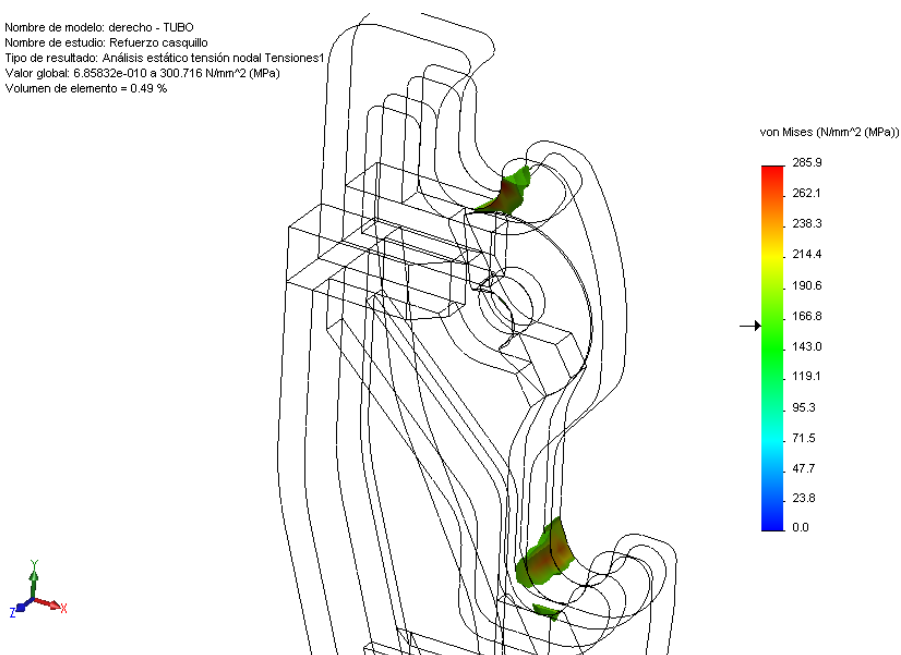


Figura 37. Trazado Iso - Superficies.

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
 Nombre de estudio: Refuerzo casquillo  
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
 Valor global: 6.85832e-010 a 300.716 N/mm<sup>2</sup> (MPa)  
 Volumen de elemento = 0.49 %

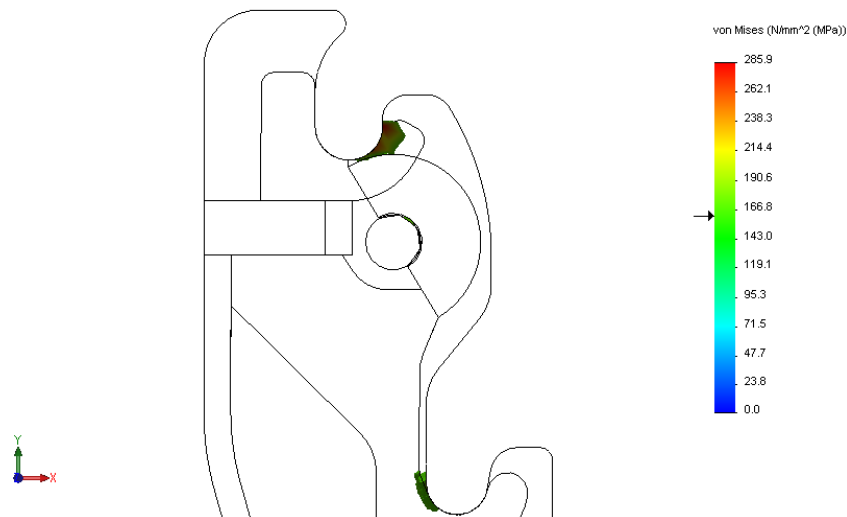


Figura 38. Trazado Iso - Superficies II.

Observando las figuras 37 y 38, es posible ver la profundidad de esas tensiones a lo largo de la pieza. Gracias a esta vista, se puede ver que las tensiones que aparecen en la chapa principal del amarre son meramente superficiales y que no ponen en peligro a la pieza ni mucho menos a la totalidad de la estructura, ya que constituyen un 0.49% del volumen total del elemento.

A continuación se muestran las deformaciones unitarias de esta pieza para valorar aún más la peligrosidad de estas tensiones puntuales.

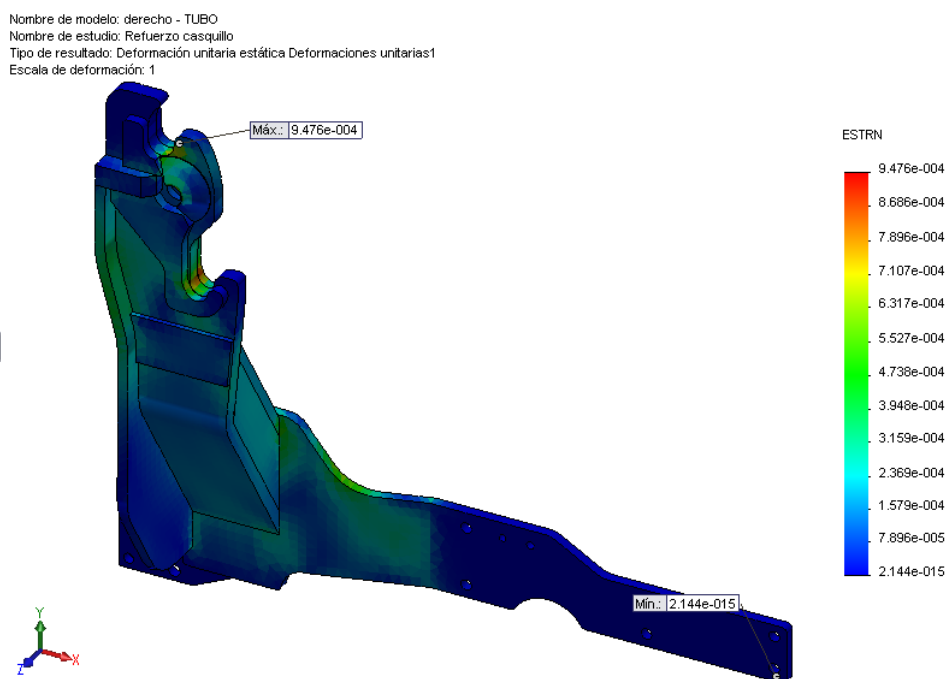


Figura 39. Deformaciones unitarias amarre.

Como la figura 39 muestra, la máxima deformación unitaria es de un 0,095%, siendo un valor insignificante con respecto a la totalidad de la estructura.

Valorando además la magnitud de las tensiones, aún existe un valor de 70 MPa entre estas y el límite elástico del material.

Finalmente también hay que admitir cierto error debido a que el conjunto no se evalúa con total certeza a la realidad y puede existir un cierto porcentaje de error.

## 1.4.4. BULÓN DE ENGANCHE

### Tensión de von Mises

Nombre de modelo: derecho - TUBO  
Nombre de estudio: Casquillo  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Valor global: 3.7089e-010 a 311.248 N/mm<sup>2</sup> (MPa)

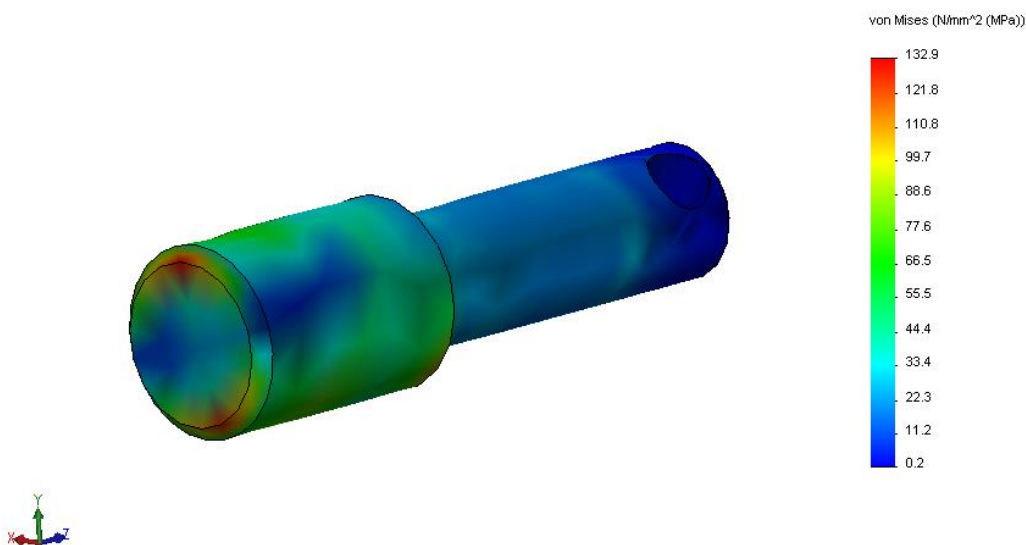


Figura 40. Tensión von Mises Bulón de Enganche.



