

# Trabajo Fin de Grado

Título del trabajo:

Diseño y optimización de un apero quitanieves para tractor agrícola

English tittle:

Design and optimization of a snowplow implement for agricultural tractor

Memoria

Autor

Juan Villabona Nogués

Director

Hugo Malón Litago

Ingeniería mecánica

ESCUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

2021





## Diseño y optimización de un apero quitanieves para tractor agrícola.

### Resumen

El siguiente proyecto tiene como objetivo diseñar, analizar y modelar un apero quitanieves para tractores agrícolas con sistema de elevación tripuntal delantero. Se diseñarán y dimensionarán cada componente del mismo, y luego se creará un modelo que será empleado para la simulación de una carga de nieve determinada por aproximación. En todo momento del modelado, se tendrá en cuenta la movilidad del apero, de esta forma se asegurará la correcta posición de los componentes de forma que no se produzcan interferencias entre ellos.

La fuerza con la que se va a trabajar se va a determinar siguiendo una serie de hipótesis. El desarrollo de esta determinación se realiza en el *Anexo 4: Cálculo de la carga, de la potencia del tractor y categoría del sistema tripuntal delantero*.

Para soportar esta fuerza se elegirá un material resistente a la corrosión, con buena soldabilidad, y un buen límite de elástico. Además, también se eligen los cilindros hidráulicos necesarios para llevar a cabo los movimientos requeridos, y las ruedas del apero.

Además, el modelo 3D construido en SOLIDWORKS permite realizar distintos ensayos, que además muestran concentradores de tensiones que pueden ser clave en el diseño del apero y en su posterior optimización.



## Design and optimization of a snowplow implement for agricultural tractor.

### Summary

The following project aims to design, analyse, and model a snowplow implement for agricultural tractors with front-mounted equipment (three-point linkage lifting system). Each component will be designed and dimensioned, and then a model will be created that will be used for the simulation of a snow load determined by approximation. At all times of the modelling, the mobility of the implement will be considered, this way the correct position of the components will be ensured so that there is no interference between them.

The force with which it is going to work will be determined following a series of hypothesis. The development of this determination is made in Annex 4: Calculation of the load, the power of the tractor and the category of the front-mounted equipment (three-point linkage lifting system).

To withstand this force, a corrosion-resistant material will be chosen, with good weldability, and a good elastic limit. Additionally, the hydraulic cylinders necessary to carry out the required movements are also chosen, and the wheels of the implement too.

In addition, the 3D model built in SOLIDWORKS allows different tests, which also show stress concentrators that can be key in the design of the implement and its consequent optimization.



## ÍNDICE

1. Introducción.....	7
1.1 Diseños de equipos.....	8
2. Objeto del proyecto.....	12
3. Alcance.....	13
4. Consideraciones en el diseño del modelo .....	14
4.1 Unión con el sistema tripuntal .....	15
4.2 Soporte para las ruedas de apoyo .....	17
4.3 Cilindros hidráulicos .....	20
4.4 Consideraciones generales del apero .....	29
5. Simulación del modelo inicial .....	35
6. Resultados del modelo inicial .....	38
7. Proceso de optimización y resultados finales .....	40
7.1 Optimización.....	40
7.2 Resultados finales.....	45
8. Conclusiones .....	51
9. Bibliografía.....	52
Anexos.....	56
Anexo 1: Mediciones de campo tomadas de un sistema de elevación tripuntal delantero de un tractor agrícola .....	57
Anexo 2: Acero elegido.....	58
Anexo 3: Piezas que componen el apero quitanieves.....	63
Anexo 4: Cálculo de la carga, de la potencia del tractor y categoría del sistema de elevación tripuntal delantero .....	75
Anexo 5: Análisis de la malla.....	80
Anexo 6: Catálogo de ruedas BLICKLE.....	101
Anexo 7: Simulación de rueda .....	114
Anexo 8: Diseño de soportes y selección de ruedas .....	116
Anexo 9: Catálogo de cilindros hidráulicos LIEBHERR.....	125
Anexo 10: Selección de cilindros hidráulicos y diseño de soportes.....	148
Anexo 11: Resultados de la simulación inicial.....	164
Anexo 12: Optimización y modificaciones del modelo inicial.....	173
Anexo 13: Resultados de la simulación final del modelo modificado .....	193





## 1. Introducción

Este proyecto se ha sido realizado en colaboración con el departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) de la Universidad de Zaragoza, con la dirección del profesor D. Hugo Malón Litago, que aconsejó acerca del enfoque y diseño de las distintas partes del trabajo, así como del empleo del software informático empleado SOLIDWORKS.

Los aperos agrícolas son equipos destinados a ser empleados en tractores agrícolas; les otorgan nuevas funcionalidades que les permiten llevar a cabo diversas tareas. En el caso del apero de este proyecto, el apero quitanieves es un equipo de mantenimiento invernal que permite despejar de nieve las vías públicas. Emplear este tipo de equipamiento presenta una gran ventaja frente a vehículos quitanieves especializados en zonas con pueblos más aislados donde la actividad agrícola es dominante. Esos vehículos quitanieves especializados son costosos, requieren de un mantenimiento a lo largo de todo el año y su funcionalidad está muy acotada. Así, el apero quitanieves para tractor agrícola presenta ventajas frente a los vehículos quitanieves especializados como un coste de adquisición menor, un coste de mantenimiento menor y un espacio de almacenamiento menor.

Buscando Normas que definan este tipo de apero con una unión a un sistema tripuntal de un tractor agrícola, se encuentran normas que hacen referencia a este tipo de equipos invernales pero para sistemas de anclaje de placas fijas. Como son necesarias las dimensiones, posiciones y distancias de las uniones del sistema elevación tripuntal, se solicita la adquisición de la norma ISO 8759-4:2018 Agricultural tractors - Front-mounted equipment - Part 4: Three-point linkage que trata estos sistemas de elevación. Pero la norma ISO 8759-4:2018 no detalla la información que se quería consultar, sino que hace referencia a otras normas ISO como la ISO 730:2009. Por este motivo se considera realizar mediciones de campo en tractores agrícolas con sistemas de elevación tripuntal frontales, las cuales se incluyen en el *Anexo 1: Mediciones de campo tomadas de un sistema de elevación tripuntal delantero de un tractor agrícola.*



## 1.1 Diseños de equipos

A la hora de crear el apero quitanieves se puede tener en cuenta diferentes diseños en función del tipo de la hoja o lámina que se quiere, pero existe una clasificación más importante, y que los diferencia más todavía, y es si el apero es de empuje o dinámico.

- El apero dinámico es un diseño que se emplea para remover espesores de nieve muy grandes, y que emplea turbinas, fresas y turbofresas.
  - Las turbinas trabajan penetrando en la nieve por presión utilizando hélices rompedoras. Luego la nieve es lanzada fuera de la carretera a distancias de hasta 50 metros.



Imagen 1.1 Apero quitanieves dinámico con turbina.

- Las fresas absorben la nieve en sentido longitudinal y la desplazan lateralmente debido a la disposición de las toberas, lo que provoca unas pérdidas de rendimiento notables. Lanzan la nieve a distancias inferiores a las de las turbinas, variando entre 5 y 25 metros en función del régimen de revoluciones del tambor.





- Las turbofresas son una combinación de los dos tipos anteriores. Su diseño es el más racional para trabajar con cualquier tipo de nieve, ya que aprovecha las ventajas de la fresa para atacar el frente y de la turbina para el lanzamiento.



Imagen 1.2 Apero quitanieves dinámico con turbofresa.

- El apero de empuje pose una o varias hojas de empuje, que pueden ser planas, curvas, o en cuña, y que pueden ser de ángulo fijo o de ángulo variable.
  - Las hojas planas son laminas planas de ataque frontal cuyo accionamiento puede ser neumático o hidráulico. Su principal inconveniente es que no pueden desplazar la nieve demasiado lejos.
  - Las hojas curvas son laminas con curvatura que pueden variar la dirección de la hoja de derecha a izquierda. Este movimiento se acciona mecánica o hidráulicamente.



Imagen 1.3 Apero quitanieves con hoja de empuje curva.



- Las hojas en cuña están formadas por dos hojas, normalmente a 45 grados. Pueden ser fijas, o con las hojas móviles, como en la imagen inferior.



Imagen 1.4 Apero quitanieves con hoja de empuje en cuña y ángulo variable.

- De ángulo fijo o variable. Como ya se ha comentado, las hojas pueden ser dotadas de cierta inclinación que les permita hacer circular la nieve hacia un lado para que pueda ser desplazada de la zona principal. Para dotar de esa inclinación, en hojas planas y curvas, suelen instalarse sistemas de cilindros hidráulicos que les permita avanzar un lado de la hoja, por ejemplo el izquierdo, y retroceder el contrario, el derecho. En cambio, en las cuñas con hojas móviles, como la de la imagen superior, simplemente se accionaría el cilindro del lado que se quiere hacer avanzar y la hoja giraría entorno al centro de la cuña.



Imagen 1.5 Apero quitanieves con hoja de empuje plana-curvada con ángulo variable.



Con los equipos principales presentados, queda aclarar que el apero que se pretende diseñar es un apero o equipamiento de empuje, con la hoja plana de ángulo variable. En el *Anexo 3: Piezas que componen el apero quitanieves* se muestran todas las piezas del modelo inicial. A continuación, una pequeña descripción de las partes principales.

- **Cuerpo de la quitanieves:** Parte de la quitanieves que recoge la nieve de la calzada y la desplaza lateralmente. Incluye los soportes de las ruedas de apoyo, los diferentes rigidizadores que van unidos a la hoja quitanieves, las uniones de las cuchillas y las placas de las cuchillas.
- **Cilindros hidráulicos:** Sistema hidráulico que permite posicionar el cuerpo de la quitanieves en la posición de trabajo, es decir, permite posicionar el cuerpo en el ángulo de rascado. El ángulo de rascado es el ángulo existente entre la posición de funcionamiento y la perpendicular a la dirección de avance.
- **Estructura de conexión:** Estructura que une el cuerpo de la quitanieves, los cilindros y el sistema de elevación tripuntal delantero.

El aspecto final del apero será similar al de la imagen del apero que aparece en la presentación “de ángulo fijo o variable” realizada en la página anterior.



## 2. Objeto del proyecto

El objetivo principal del proyecto es el diseño y la optimización de un apero quitanieves para tractores agrícolas, con el objetivo de ser empleado en tareas de mantenimiento invernal en carreteras y calles principales de pueblos.

El modelo se diseña desde cero, con tan solo la consulta de modelos similares buscados en el mercado de aperos quitanieves, y será analizado para una sollicitación de esfuerzos compresivos debidos a tener que despejar un cierto espesor de nieve, y a una cierta velocidad. Se analizarán los componentes del apero mediante SOLIDWORKS, cuyo cálculo está basado en el Método de Elementos Finitos (FEM), se determinarán posibles problemas y sus soluciones, se llevarán a cabo mejoras de diseño, y por último se realizará un nuevo análisis para comprobar si el conjunto de modificaciones tiene un buen comportamiento general.

Para determinar el valor de los esfuerzos compresivos soportados, se plantean hipótesis y se consultan estudios de cálculo de cargas en quitanieves. Por afinidad a ciertas hipótesis, se emplea el estudio con el título “A Study on the Resistance of Snowplowing and the Running Stability of a Snow Removal Truck” (Kaku 1979). Las hipótesis planteadas y los cálculos realizados para obtener la carga, en la posición de funcionamiento determinada, se desarrollan en el *Anexo 4: Cálculo de la carga, de la potencia del tractor y categoría del sistema de elevación tripuntal delantero*.

Una vez simulados los diferentes modelos, se valorarán las optimizaciones y mejoras, así como, se identificarán los problemas y se valorarán las posibles soluciones. Todo ello intentando garantizar un coeficiente de seguridad de 5 como mínimo en la totalidad de las piezas. Para obtener ese coeficiente, se considerará reducir o aumentar espesores, modificar alguna pieza o sustituir componentes para obtener un comportamiento más eficiente.



### 3. Alcance

Partiendo de modelos de aperos o equipamientos quitanieves del mercado, se construirá un primer modelo en 3D en el software SOLIDWORKS. Se establecerán las cargas y las sujeciones, y se ejecutará la simulación para obtener los primeros resultados a partir de los cuales se plantearán mejoras y se solucionarán los problemas. Posteriormente, se modificará el modelo 3D con esas mejoras y soluciones consideradas, y se volverá a ejecutar la nueva simulación para analizar los nuevos resultados y obtener las conclusiones.

## 4. Consideraciones en el diseño del modelo

El diseño propuesto para este proyecto será el de una hoja plana-curvada con ángulo variable. Tras una búsqueda de materiales se ha considerado que estará fabricado de acero inoxidable cuya designación es EN 1.4301 (X5CrNi18-10) o AISI 304 (X5CrNi18-10) que presenta buenas propiedades de resistencia a la corrosión, conformabilidad y soldabilidad. Las propiedades, características, formas de suministro y otros datos son consultados en la página web de la compañía Acerinox y son adjuntados en el *Anexo 2: Acero elegido*. Los datos de propiedades de este acero vienen incluidos en la base de datos de SOLIDWORKS, por lo que no hay que crear el material e incluir sus propiedades.

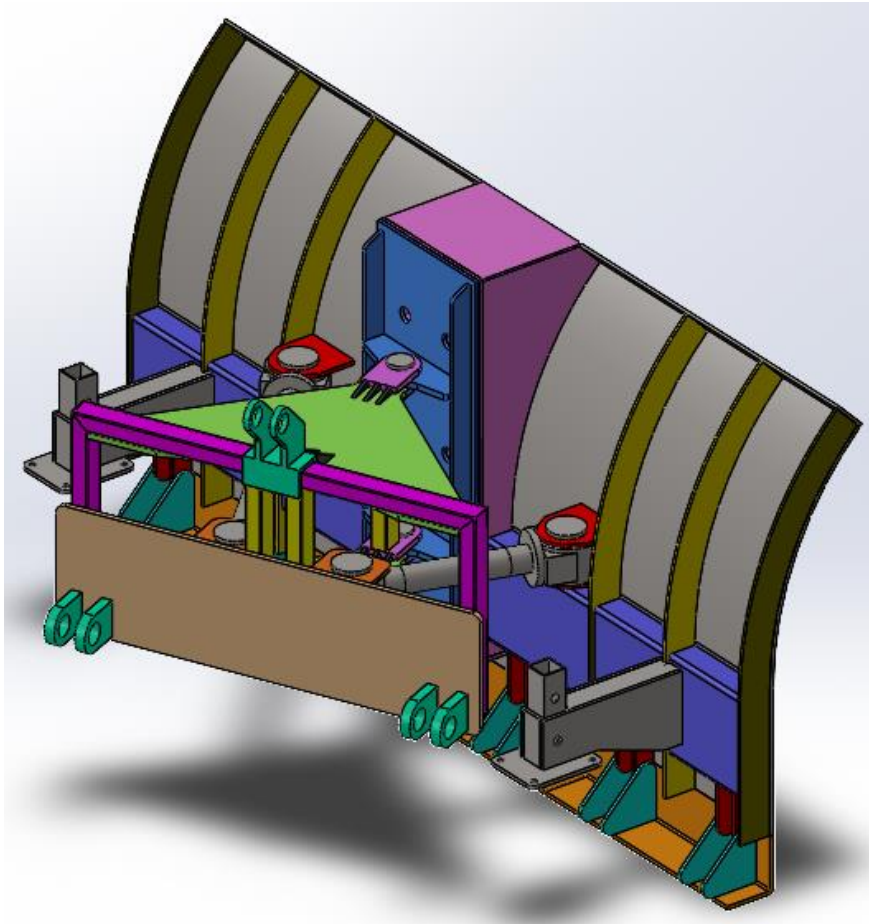


Imagen 4.1 Modelo del apero obtenido a partir de las diferentes consideraciones y piezas elegidas.

A continuación, se desarrollan las diferentes consideraciones tomadas para el diseño del modelo inicial, así como de las piezas elegidas.

#### 4.1 Unión con el sistema tripuntal

Con las mediciones de campo de las posiciones del enganche tripuntal delantero, que se han tomado anteriormente, se establecen las posiciones de las uniones entre la estructura del apero y los enganches del tripuntal.

- Dado que la distancia interna entre brazos soporte es 840 mm, y la externa 920 mm, se establece que la distancia interna y la externa entre las uniones en el apero sean 830 y 930 mm respectivamente. De esta forma cada brazo soporte, que tiene un espesor de 40 mm, se alojan en un espacio de 50 mm. En la imagen 4.2 se puede apreciar estas medidas.

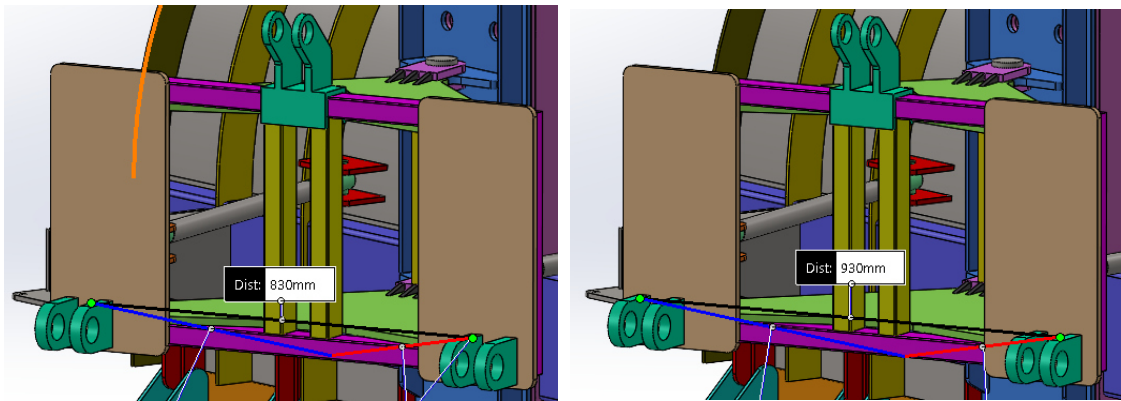


Imagen 4.2 Distancias de las uniones de los brazos soporte del apero para el enganche tripuntal.

- Una de las posiciones más bajas de los brazos soporte es a 370 mm del suelo, así que se decide situar las uniones al sistema tripuntal a 450 mm respecto del suelo. De esta forma el sistema tripuntal delantero tiene el espacio suficiente para entrar desde abajo y luego subir para que se produzca el anclaje correcto. En la imagen 4.3 se muestra la distancia vertical entre estas uniones, y la parte más baja de las cuchillas, a la que hay que añadir 10 mm que se plantean en el *Anexo 4: Cálculo de la carga, de la potencia del tractor y categoría del sistema de elevación tripuntal delantero*.

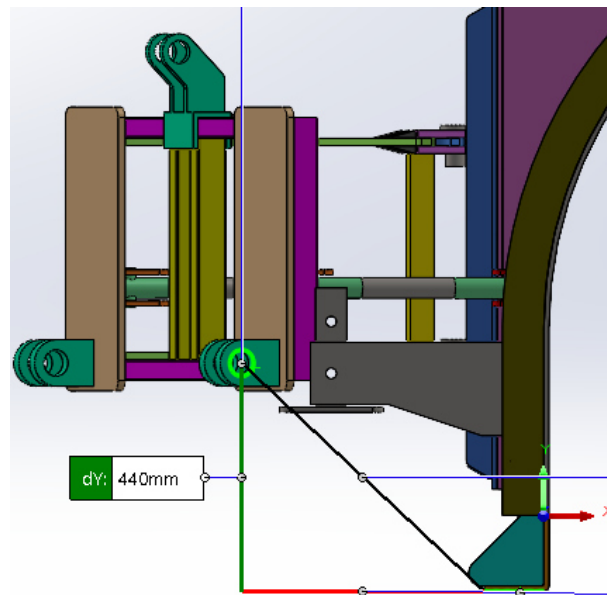


Imagen 4.3 Altura de las uniones de los brazos soporte del enganche tripuntal, respecto a la parte más baja de las cuchillas.

- La posición del tercer punto en el tractor se encuentra en medio de los brazos portantes, y su altura respecto del suelo es de 1 metro. El anclaje del tercer punto se va a colocar en una posición parecida. Se situará en medio de los anclajes de los brazos portantes y a una altura de 1.050 mm aproximadamente. En la imagen 4.4 se muestra la altura de este punto, a la que hay que añadir 10 mm que se plantean en el *Anexo 4: Cálculo de la carga, de la potencia del tractor y categoría del sistema de elevación tripuntal delantero*.

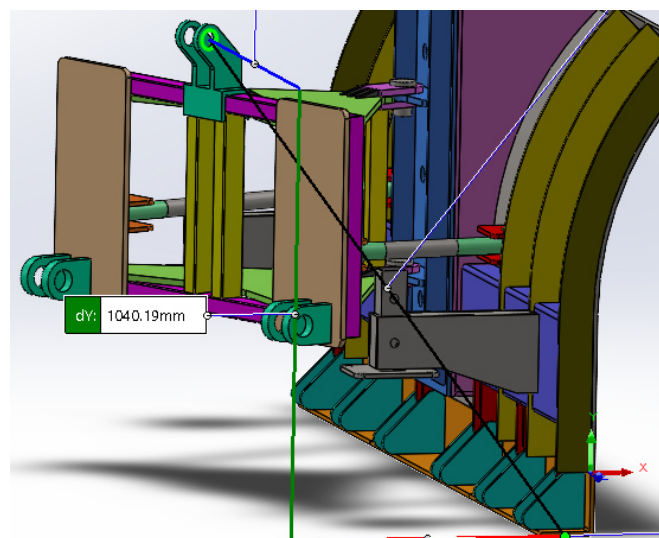


Imagen 4.4 Altura respecto del suelo de la unión del tercer punto del apero para el enganche tripuntal.



Y a continuación la imagen 4.5 se muestra el posicionamiento central de la unión del tercer punto; a la izquierda, la medición con la unión del brazo izquierdo, y a la derecha la medición con la unión con el brazo derecho. En ambos casos, la distancia es de 390 mm.

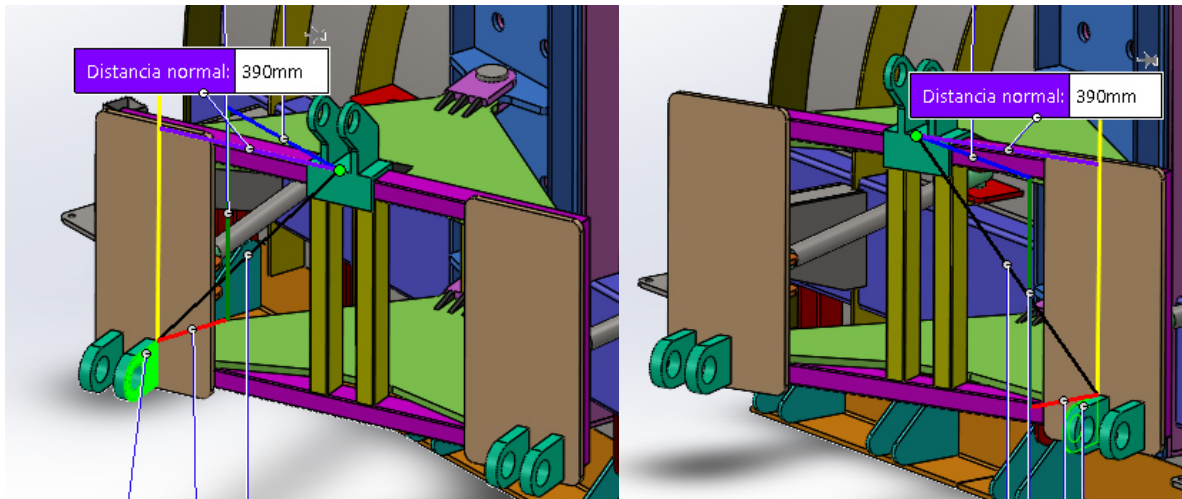


Imagen 4.5 Posicionamiento centrado de la unión del tercer punto del apero para el enganche tripuntal.

## 4.2 Soporte para las ruedas de apoyo

Para el diseño de estos soportes, es necesario plantear un diseño inicial de los mismos al que aplicar unas condiciones de sujeción. Una vez realizada la primera simulación, se conocerán las cargas verticales que van a soportar la ruedas. Con las cargas de las ruedas conocidas, se elegirán las ruedas del catálogo de fabricante.

Todo el proceso de diseño de los soportes y selección de las ruedas se desarrolla en el *Anexo 8: Diseño de soportes y selección de ruedas*.

Con los resultados del *Anexo 8: Diseño de soportes y selección de ruedas*, se puede resumir que por diferentes razones se decide que la rueda elegida tenga un menor coeficiente de seguridad que el que se exigirá para el resto del apero. A continuación las razones.

- Las cargas verticales que soportan las ruedas están basadas en una situación muy excepcional planteada en el *Anexo 4*, y lo habitual será que estas no estén sometidas a tanta carga.



- El requerimiento de que ambos soportes sean simétricos, para que funcionen con la inclinación aplicada en cualquier lado.
- Los soportes y las ruedas deben quedar dentro del área que despeja el apero, y no deben de chocar con otros elementos.
- Las ruedas tienen una extracción sencilla, y el tiempo empleado para la sustitución de estos elementos es muy reducido.

De esta forma el soporte de las ruedas posee el siguiente posicionamiento. El eje del Perfil soporte, que está soldado a la Placa para rueda soporte, que une mediante tornillos la rueda, se sitúa a 340 mm del Rigidizador C, para que de esta forma, tanto perfil, placa y rueda estén a una distancia segura respecto del cuerpo de la quitanieves (Imagen 4.6).

Dada la altura de la rueda, y la imposición de que las cuchillas se sitúen a 10 mm del suelo, el centro de la unión entre soporte y Perfil soporte que sujeta la rueda, se sitúa a 430 mm del suelo (imagen 4.7).

Los soportes se sitúan de manera simétrica guardando la misma distancia respecto del centro del apero. En las imágenes 4.6, 4.7 y 4.8, se ha añadido una pieza que hace las veces de rueda, tan solo para comprobar y mostrar la posición de las ruedas, que no interfieran con el resto del apero, y que no se sitúan fuera del área despejada de nieve. Para las simulaciones se eliminará, y se colocará la sujeción adecuada.

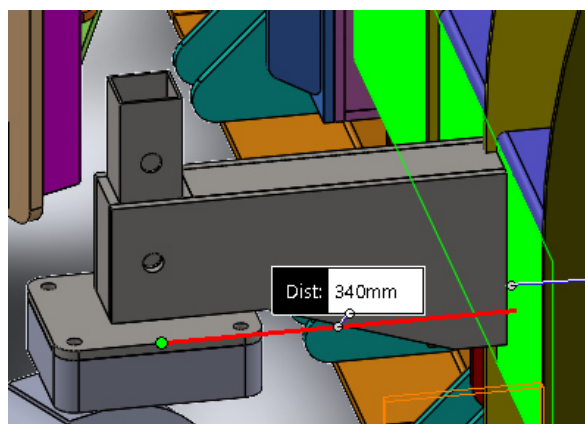


Imagen 4.6 Distancia entre el rigidizador y el centro de la pletina de la rueda giratoria.

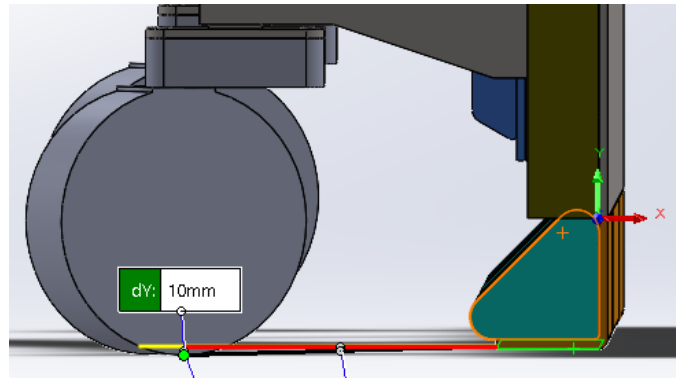
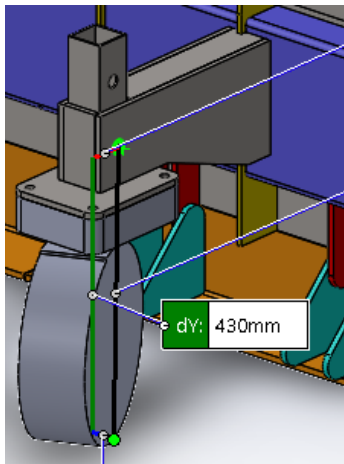


Imagen 4.7 Distancia entre la unión del perfil al que van unidas las ruedas y el suelo. Imagen derecha muestra que el punto más bajo de la rueda se sitúa 10 mm por debajo de las cuchillas.

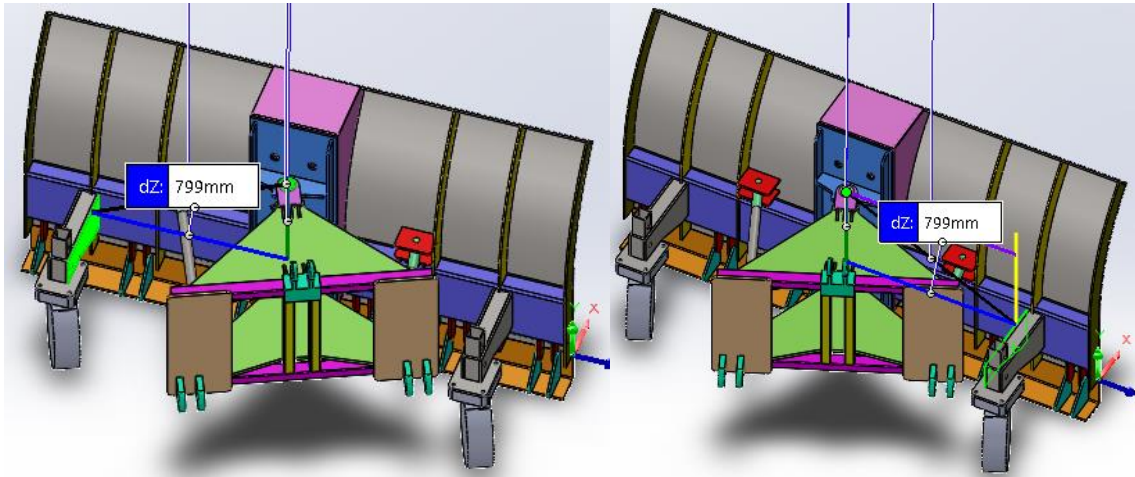


Imagen 4.8 Imagen que muestra que ambos soportes y se sitúan simétricamente.

### 4.3 Cilindros hidráulicos

Para determinar los cilindros hidráulicos necesarios se ha decidido situar, en el lugar de cada uno, dos piezas que forman los extremos del mismo y otra intermedia que se autoajusta en función del ángulo del cuerpo de la quitanieves. Se ha tomado este camino ya que colocar el cuerpo de la quitanieves a unos grados concretos mediante la longitud de barras que simulen los cilindros hidráulicos, conlleva muchos cálculos si se quiere mantener la máxima simetría. Con este método basta con imponer una relación de posición entre dos superficies paralelas, una del cuerpo de la quitanieves y otra de la estructura de conexión, y darle un ángulo concreto; en consecuencia, las piezas intermedias, que tienen la operación de extrusión hasta la superficie del otro extremo se autoajustan a cada cambio de ángulo.

Todo el proceso de la selección de los cilindros hidráulicos se desarrolla en el *Anexo 10: Selección de cilindros hidráulicos y diseño de soportes*. A continuación se realizará un resumen del proceso.

Tras varias consideraciones y cálculos realizados consultando varios catálogos, se acaba eligiendo un catálogo que define bien las dimensiones que se quiere consultar. El catálogo “Hydraulic Cylinders by Liebherr – 380 bar Series-Production Range” del fabricante LIEBHERR. Este catálogo, como los usados en este proyecto, se adjunta en el *Anexo 9: Catálogo de cilindros hidráulicos LIEBHERR*.

Para conocer la fuerza necesaria, que el cilindro debe ejercer, se realiza una simulación con los cilindros propuestos. Tras un primer análisis superficial de la posición inicial planteada con los apoyos en los Perfiles verticales, se decide cambiar a otra posición más conveniente en cuanto a longitudes y carreras del cilindro (Imagen 4.9).

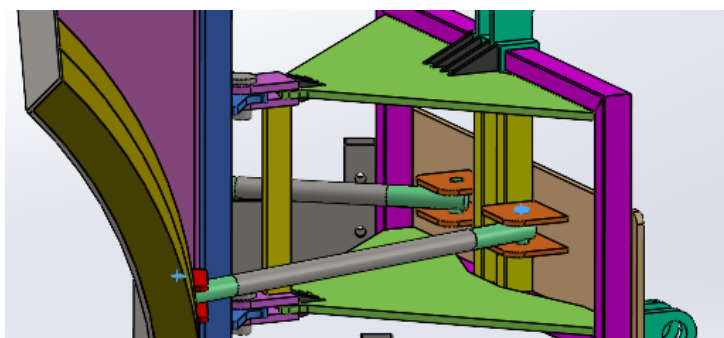


Imagen 4.9 Imagen que muestra la posición central de las uniones a la estructura de conexión.

Para esa posición de los anclajes, y los diseños de las pletinas de unión, el ángulo de trabajo provoca que el cilindro derecho, y más corto, mida 553 mm, y el cilindro izquierdo, y más largo, mida 860 mm (Imagen 4.10).

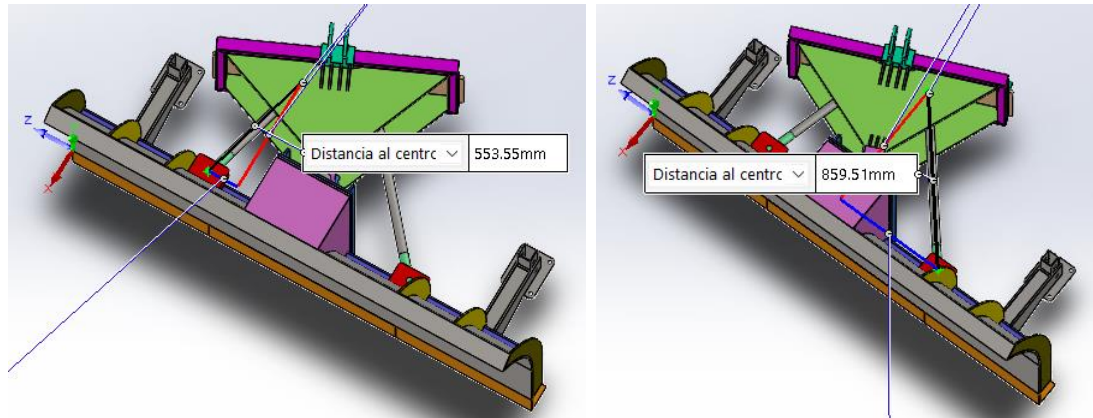
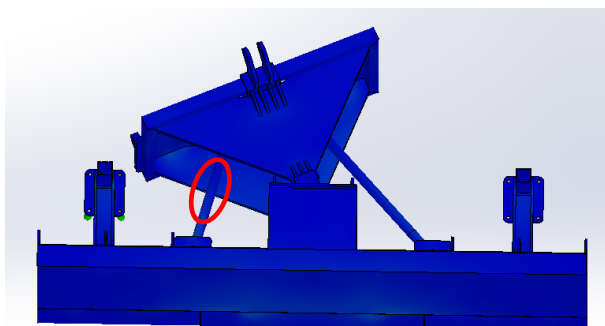


Imagen 4.10 Imagen que muestra las longitudes que se requieren en los cilindros hidráulicos para la posición planteada.

En la simulación del modelo, se colocan las cargas del *Anexo 4*, y se emplea el tamaño de malla y el de los diferentes controles de malla definido como tamaño de malla de trabajo en el *Anexo 5*.

Con la simulación realizada se consultan los datos de tensiones de la pieza intermedia de ambos cilindros. Se decide esta pieza porque SOLIDWORKS considera que los extremos están unidos mediante soldadura, en lugar de considerarlos biarticulados. Tomando la pieza intermedia, los valores están menos condicionados por el tipo de unión de los extremos. Además, dado que se quiere que el apero pueda funcionar con el ángulo de trabajo aplicado a cualquiera de los lados, se elegirán los valores de tensiones de la pieza más solicitada. En este caso, se da en el cilindro derecho. La imagen 4.11 incluye la toma de los datos de esta pieza.



#### Resumen

	Valor	Unidad
Suma:	2.888,217	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Avg	4,704	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Máx.	9,947	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Mín.	0,510	N/mm <sup>2</sup> (MPa)
Valor RMS (media cuadrática)	5,176	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

Imagen 4.11 Imágenes que muestran la tensión máxima de la pieza intermedia del cilindro más solicitado.



La tensión máxima es de 10 MPa. Esta pieza tiene una sección circular de diámetro 40 mm y se quiere un coeficiente de seguridad de 6, dado que los cilindros hidráulicos son un componente crítico y de difícil sustitución o reparación.

$$F = T * A * C_s = 10 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] * \frac{\pi * 40^2}{4} [mm^2] * 6 = 75.399 [N]$$

Dado que la presión a la que trabajarán los cilindros será la proporcionada por el tractor, unos 180 – 200 Bar, a continuación se recalculan las fuerzas de empuje aportadas en el catálogo para cada versión de cilindro, para una presión del sistema hidráulico de 180 Bar. Además, se anotan los valores de longitud sin extender (L1), carrera máxima y mínima, así como se calcula la carrera necesaria y se compara este valor con el rango de carrera disponible.

La tabla 1 incluye un formato condicional que muestra si los requisitos se cumplen o no (color verde o rojo). Los requisitos son, que la fuerza del cilindro sea mayor a la calculada por simulación y mayorada (75.399 N); y en cuanto a las longitudes, se requiere que la longitud sin extender sea inferior a la mínima necesaria, y que la carrera necesaria este entre los valores que proporciona el catálogo. Estos requisitos se resumen a continuación.

$$\mathbf{Fuerza_{mayorada} (75.399 [N]) < Fuerza_{empuje}}$$

$$\mathbf{Long_{sin\ ext} (L1) < Long_{min.\ necesaria} (553 [mm])}$$

$$\mathbf{Carrera_{min.} < Carrera_{nec.} < Carrera_{max.} (2.300 [mm])}$$

Observando la tabla quedan comprobadas las necesidades de fuerza de empuje, y las necesidades geométricas, dando como resultado un rango de cilindros que cumplen estos requisitos.



D [mm]	d [mm]	L1 [mm]	Carrera min. [mm]	Carrera máx. [mm]	Carrera nec. [mm]	Fuerza de empuje [N]
100	65	480	310	2300	380	141372
100	70	480	310	2300	380	141372
105	70	480	310	2300	380	155862
105	75	480	310	2300	380	155862
110	70	480	310	2300	380	171060
110	75	480	310	2300	380	171060
115	75	520	315	2300	340	186964
115	80	520	315	2300	340	186964
120	80	520	315	2300	340	203575
120	85	520	315	2300	340	203575
125	80	520	315	2300	340	220893
125	85	520	315	2300	340	220893
130	85	560	340	2300	300	238918
130	90	560	340	2300	300	238918
135	85	560	340	2300	300	257650
135	95	560	340	2300	300	257650
140	90	600	340	2300	260	277088
140	100	600	340	2300	260	277088
145	95	600	340	2300	260	297234
145	100	600	340	2300	260	297234
150	95	610	340	2300	250	318086
150	105	610	340	2300	250	318086
155	100	620	340	2300	240	339645
155	110	620	340	2300	240	339645
160	105	620	340	2300	240	361911
160	110	620	340	2300	240	361911
165	105	620	340	2300	240	384884
165	115	620	340	2300	240	384884
170	110	710	350	2300	150	408564
170	120	710	350	2300	150	408564
180	115	730	350	2300	130	458044
180	125	730	350	2300	130	458044
190	125	750	350	2300	110	510352
190	140	720	350	2300	140	510352
200	125	770	350	2300	90	565487
200	140	750	350	2300	110	565487
210	140	760	360	2300	100	623449
210	150	780	360	2300	80	623449
220	140	765	360	2300	95	684239
220	150	785	360	2300	75	684239

Tabla 1. Valores de las principales dimensiones y la fuerza de empuje que el cilindro puede ejercer con una presión de 180 Bar.

Por último, queda por comprobar que la carga de pandeo según Euler de los cilindros es mayor a la carga que soporta el cilindro, para que no se dé fallo por pandeo.

#### Comprobación de pandeo

El propio fabricante de cilindros incluye, en una hoja de este catálogo, la fórmula para el cálculo de la fuerza crítica de pandeo según Euler.



$$F_K = \frac{\pi^2 * E * I}{S_K * L^2} = \frac{\pi^2 * E * \pi * d^4}{S_K * L^2 * 64} = \frac{\pi^3 * E * d^4}{S_K * L^2 * 64}$$

Para este cálculo de fuerza de pandeo, se elige un coeficiente de seguridad a pandeo ( $S_K$ ), mayor al que se exigirá al resto de componentes del apero; de un coeficiente de seguridad 5 para los componentes en general, se pasa a un coeficiente de seguridad 6 en los cilindros. Las principales razones son que los cilindros hidráulicos son un tipo de componente cuya reparación o sustitución son complejas y costosas en tiempo, y al contrario que las ruedas, los cilindros implican un gran espacio y peso si se quiere tener componentes para sustituir en caso se rotura durante el uso.

El módulo elástico ( $E$ ) del acero proporcionado por el fabricante es 210.000 [N/mm<sup>2</sup>], y la longitud ( $L$ ), con la que se va a determinar la carga, tiene que ser la mayor, 860 mm, ya que es la más desfavorable para el cálculo de pandeo.

Para tener todas las comprobaciones de los requisitos juntos en una tabla, tabla 2, se añade una columna a la tabla de los cilindros, que cumplen los requisitos anteriores. Como la fórmula incluye el coeficiente de seguridad, el formato condicional consiste en que el valor de la celda debe ser mayor a la fuerza de empuje calculada por simulación sin mayorar, 12.566 N.

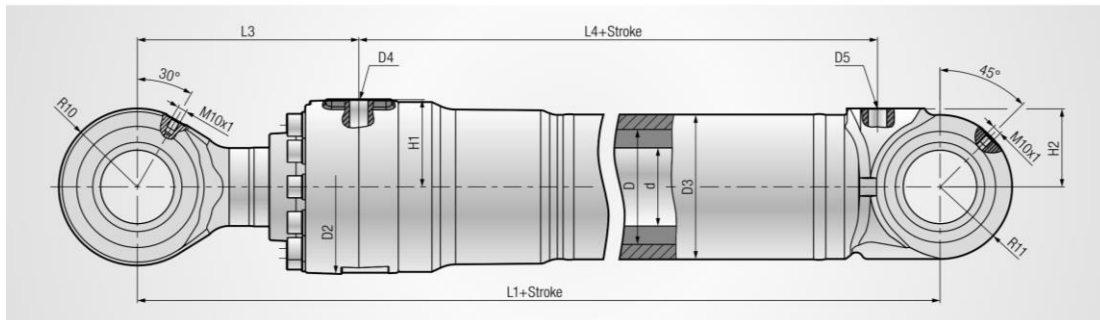
D [mm]	d [mm]	L1 [mm]	Carrera min. [mm]	Carrera máx. [mm]	Carrera nec. [mm]	Fuerza de emp. [N]	F_K [N]
100	65	480	310	2300	380	141372	409255
100	70	480	310	2300	380	141372	550469
105	70	480	310	2300	380	155862	550469
105	75	480	310	2300	380	155862	725414
110	70	480	310	2300	380	171060	550469
110	75	480	310	2300	380	171060	725414
115	75	520	315	2300	340	186964	725414
115	80	520	315	2300	340	186964	939076
120	80	520	315	2300	340	203575	939076
120	85	520	315	2300	340	203575	1196786
125	80	520	315	2300	340	220893	939076
125	85	520	315	2300	340	220893	1196786

Tabla 2. Valores de las principales dimensiones y la fuerza de empuje de los cilindros que eran válidos, y adicionalmente sus fuerzas críticas de pandeo.

Al elegir un cilindro que cumpla con los requisitos, también se tiene en cuenta que a medida que el cilindro es mayor, supone más peso y por ello un mayor consumo de combustible en el tractor, así que se escoge el primer cilindro. Las características del cilindro elegido se encuentran en las imágenes 4.12 y 4.13.

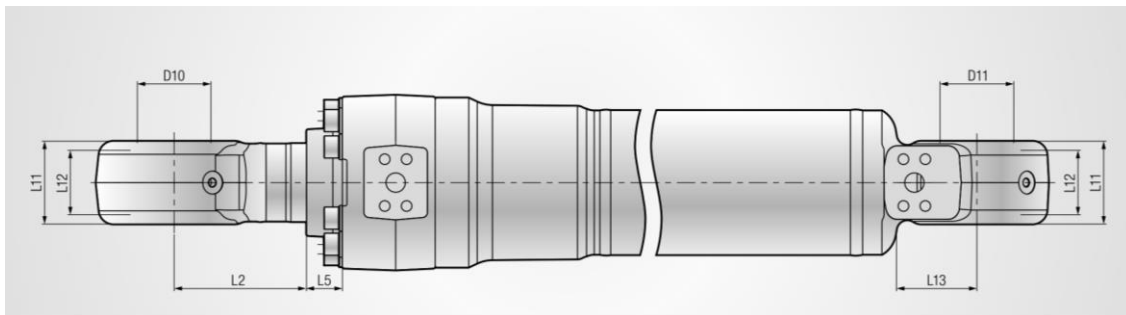


## Sizes and Dimensions



Basic dimensions					Oil connection at piston rod end			Oil connection at base				
D	d	D2	D3 max,	L1	Hub min,	Hub max,*	L3	D4**	H1	L4	D5**	H2
100	65	175	126	480	310	2,300	207	3/4"	88	213	3/4"	73

Imagen 4.12 Imagen del cilindro elegido, extraída del catálogo "Hydraulic Cylinders by Liebherr – 380 bar Series-Production Range", adjunto en el Anexo 9.



Specific dimensions regarding mounting type							Other details				Volume flow at 0,1 m/s				
L11	L12	D10 (H9)	D11 (H9)	L2	L5	L13	R10	R11	Compr, [kN]	Tension [kN]	Piston area [mm <sup>2</sup> ]	Annular area [mm <sup>2</sup> ]	Area ratio	V <sub>Extend</sub> [l/min]	V <sub>Retract</sub> [l/min]
90	70	70	70	122	30	87	72	72	298	172	7,854	4,536	1.7	47	27

Imagen 4.13 Imagen del cilindro elegido, extraída del catálogo "Hydraulic Cylinders by Liebherr – 380 bar Series-Production Range", adjunto en el Anexo 9.

Tras modelizar el cilindro y colocarlo en su lugar es evidente el problema con el espacio, ya que las piezas con las que se modeliza el cilindro interfieren con otras piezas del ensamblaje.

En la imagen 4.14 se muestran interferencias en amarillo y en rojo. Las señaladas en amarillo producen tanto choque con la Hoja quitanieves como con la Pletina cilindro A de color rojo. Las señaladas en rojo producen choque con la Placa portauniones, que sujeta tanto las Pletinas cilindro B, como los Anclajes brazos portantes.

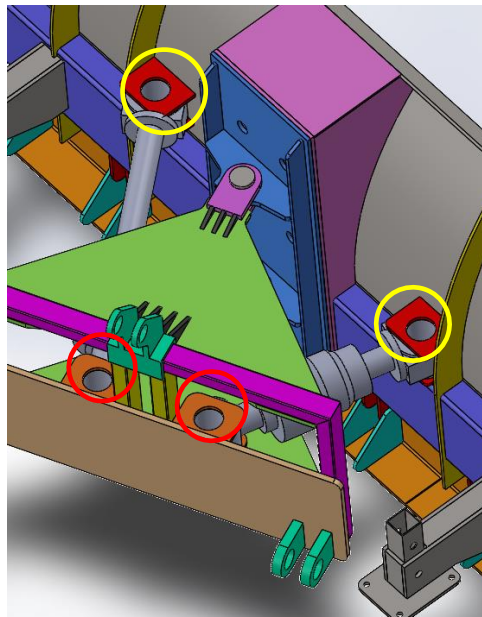


Imagen 4.14 Interferencias surgidas tras colocar los cilindros seleccionados del catálogo.

Las soluciones que se plantean son modificar las 4 Pletinas cilindro A, para dar el espacio necesario y cambiar la forma de éstas, para que los cilindros no choquen al girar del cuerpo de la quitanieves. Y alejar el agujero para el perno en las Pletinas B. Todos estos cambios modificarán las distancias verificadas en la comprobación de geometría realizada anteriormente. En la imagen 4.15 los errores se han corregido, y se muestra la adaptación de las distancias entre las Pletinas A y B para que el cilindro pueda instalarse.

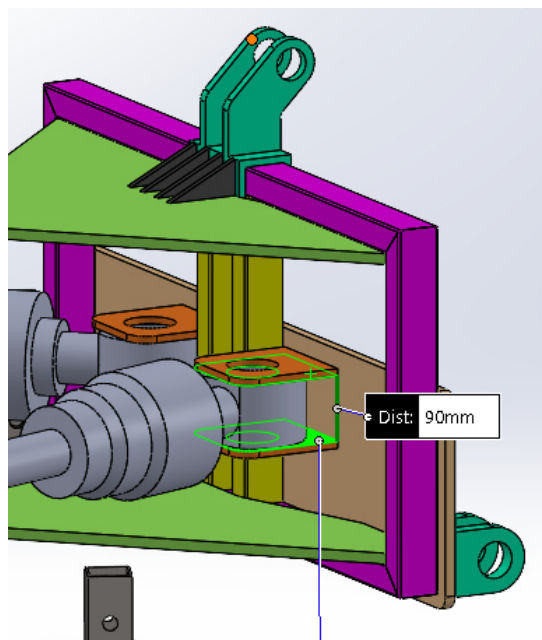
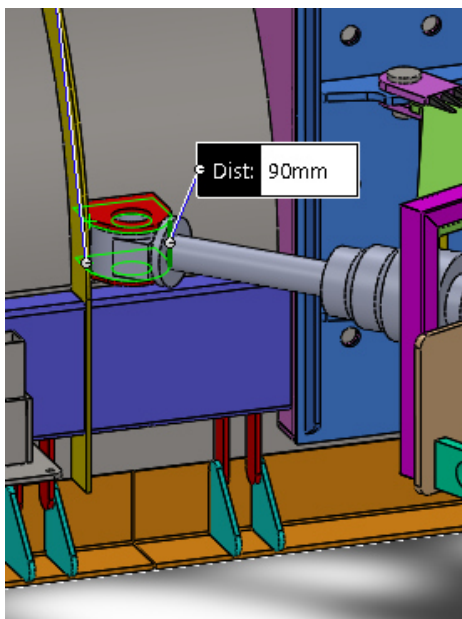


Imagen 4.15 Distancia entre pletinas de sujeción de los cilindros en ambas estructuras tras las modificaciones.

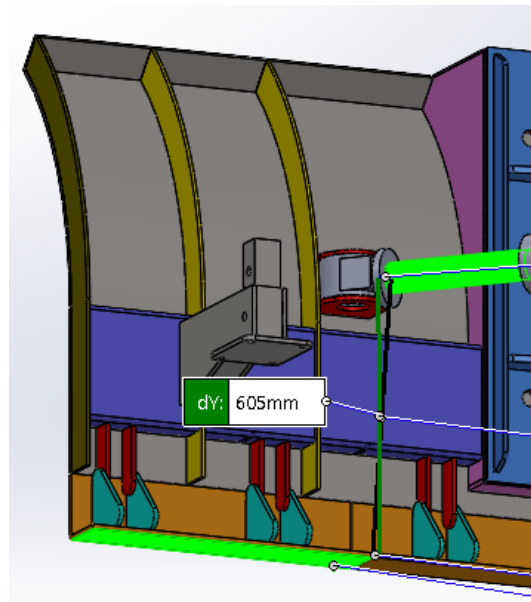


Imagen 4.16 Altura del eje del cilindro respecto del final de las cuchillas, tras modificaciones. A esta distancia hay que sumarle la altura de estas respecto del suelo de la hipótesis del Anexo 4: *Cálculo de la carga, de la potencia del tractor y categoría del sistema de elevación tripuntal delantero*, 10 mm, para obtener la altura comentada.

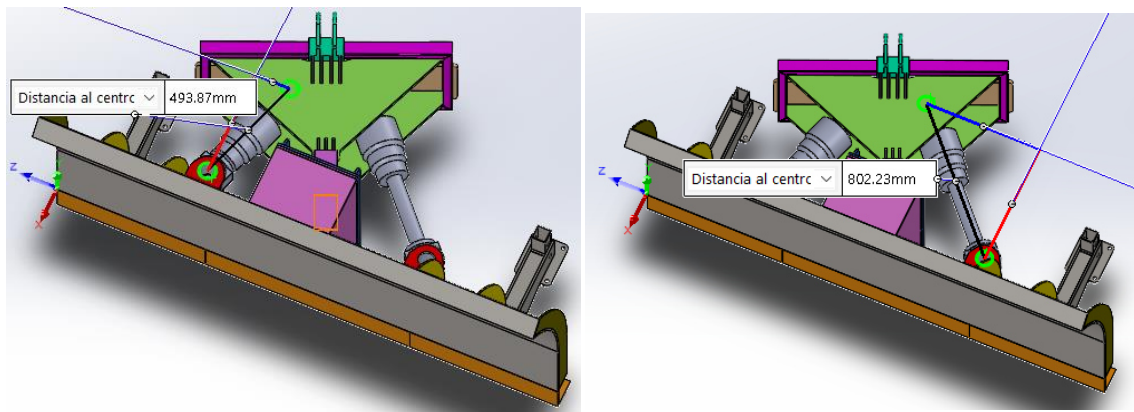


Imagen 4.17 Imagen que muestra las longitudes que se requieren en los cilindros hidráulicos tras las modificaciones.

Tras las modificaciones, las longitudes de los cilindros son otras. El cilindro derecho tiene una longitud de 493 mm, y el cilindro izquierdo tiene una longitud de 803 mm (Imagen 4.17). Con estas nuevas longitudes hay que volver a comprobar que el cilindro cumple con los requisitos de geometría. No es necesario volver a realizar la comprobación de pandeo, porque la longitud máxima es menor a la usada para el cálculo realizado en la posición sin modificar.

Realizar la comprobación geométrica vuelve a consistir en comprobar que los valores están dentro de ciertos rangos. Los requisitos se muestran a continuación.



$$Long_{sin\ ext} (L1) < Long_{min.\ necesaria} (493 [mm])$$

$$Carrera_{min.} < Carrera_{nec.} < Carrera_{max.} (2.300 [mm])$$

La longitud sin extender (L1) del cilindro seleccionado es 480 mm, por lo que este punto se sigue cumpliendo. La carrera necesaria ha cambiado de valor, como ahora la longitud máxima es 803 mm, y como la longitud sin extender (L1) sigue siendo 480 mm, la carrera necesaria es ahora 323 mm. Este valor sigue estando dentro del rango que establecen el valor mínimo (310 mm) y el valor máximo (2.300 mm).



#### 4.4 Consideraciones generales del apero

En base a la poca experiencia de diseño y creación de aperos en el mundo real, se toman como sugerencia los aperos vistos el día de la toma de mediciones de campo del sistema tripuntal. Por ello la mayoría de los espesores, inicialmente, son de entre 7 y 10 mm en piezas grandes que no concentren carga, como la Hoja o lámina quitanieves y los diferentes rigidizadores de la misma. Y de 10 a 25 mm en piezas más pequeñas, y que sean concentradores de fuerzas, por ejemplo, las diferentes piezas que sirven de unión, como las Pletinas cilindros, las piezas de los soportes de las ruedas, la unión entre el cuerpo de la quitanieves y la estructura de conexión, la Placa portauniones y los anclajes al sistema tripuntal. Estos espesores están dentro de los que suministra el fabricante consultado. Espesores de suministro adjuntos en el *Anexo 2: Acero elegido*.

Algunas piezas son perfiles rectangulares, como por ejemplo el cuadro de la estructura de conexión y el perfil usado en los soportes de las ruedas, cuyas medidas solicitadas hacen que se tengan que buscar diferentes webs de suministro. Los datos obtenidos por las diferentes webs se adjuntan en el *Anexo 2: Acero elegido*.

Las dimensiones principales del apero son 2.200 mm de ancho, una altura máxima de 1.154 mm (a la distancia mostrada en la imagen 4.18 hay que añadir 10 mm de la hipótesis del *Anexo 4*), y una la longitud de 1.138 mm. Las imágenes 4.18 y 4.19 muestran estas longitudes.

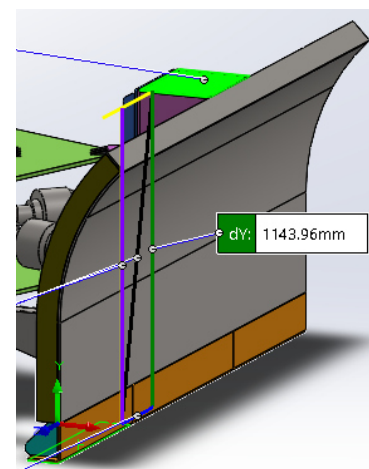
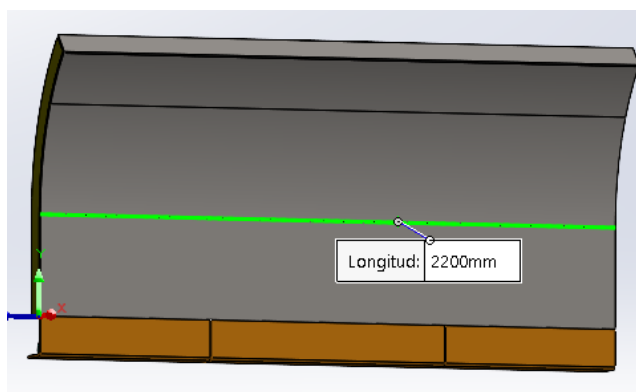


Imagen 4.18 Imágenes de las dimensiones máximas del apero, anchura a la izquierda y altura a la derecha.

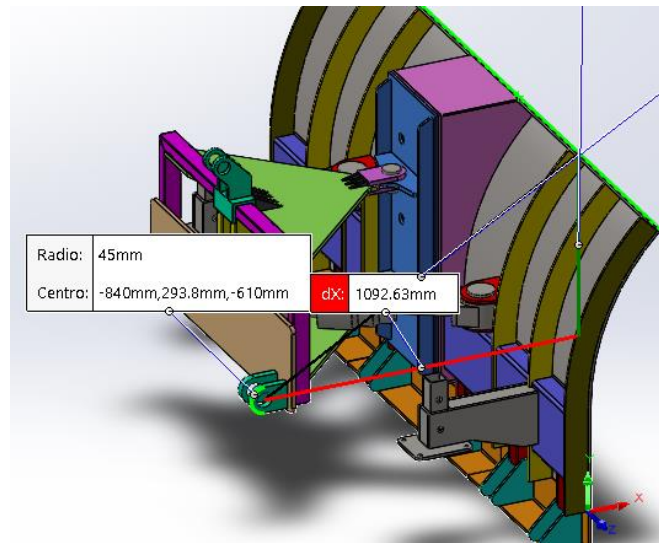


Imagen 4.19 Imagen de la longitud máxima del apero.

Dado que en la fase de análisis de malla, se han detectado algunos comportamientos no deseados, ya en ese modelo de análisis se instalan rigidizadores con el objetivo de:

- Evitar grandes deformaciones que comprometan el funcionamiento del apero o que incluso provoquen el choque entre otras partes del apero.
- Reducir los efectos de concentración de tensiones en algunas piezas y en algunas uniones.

Los ejemplos más simples son rigidizadores triangulares colocados en las uniones entre la estructura de conexión y el cuerpo de la quitanieves (en gris oscuro en las imágenes 4.20 y 4.21), y se sitúan en la Placa Central-1 y 2, y en ambas superficies. Se usan para reducir la concentración de tensiones que se dan en estas uniones.



Imagen 4.20 Imágenes de los triángulos rigidizadores A de la unión superior

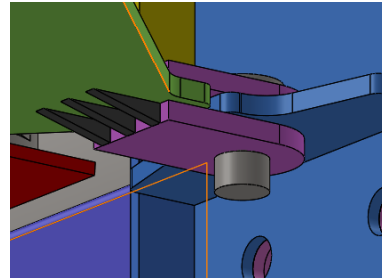
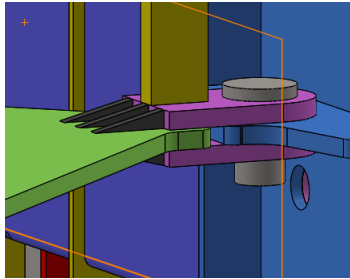


Imagen 4.21 Imágenes de los triángulos rigidizadores A de la unión inferior.

También se instalan otros dos tipos de rigidizadores en esta unión. El Perfil rigidizador de conexión y los Rigidizadores verticales, resaltado en azul en la imagen 4.22. Estos últimos mejoran la sujeción entre el anclaje de conexión y la placa de conexión B.



Imagen 4.22 Imágenes del perfil rigidizador de conexión (izquierda) y los rigidizadores verticales (derecha).

Otro ejemplo sería en la unión del del tercer punto del anclaje tripuntal (en gris oscuro en la imagen 4.23). Tendría la misma finalidad de reducir el efecto de concentración de tensiones en el Perfil horizontal al que está unido.

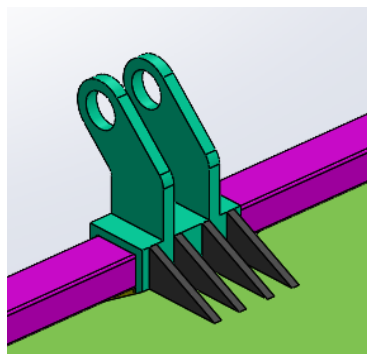


Imagen 4.23 Imágenes de los triángulos rigidizadores B de la unión del tercer punto.



El resto de los rigidizadores planteados se sitúan en la lámina quitanieves, pieza sobre la que cae toda la carga. Estos rigidizadores son los rigidizadores A, B, C, D, y los Rigidizadores Laterales. Cada uno de ellos se muestran resaltados en azul claro en las imágenes 4.24, 4.25 y 4.26.

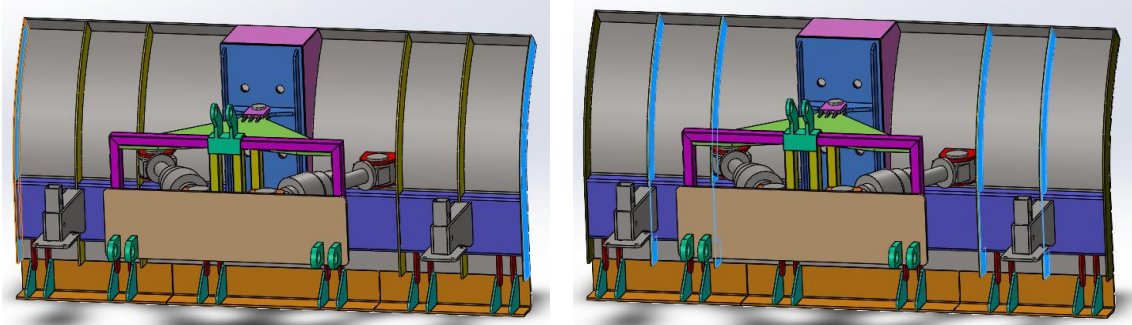


Imagen 4.24 Imágenes de los Rigidizadores A (a la izquierda) y Rigidizadores B (a la derecha).

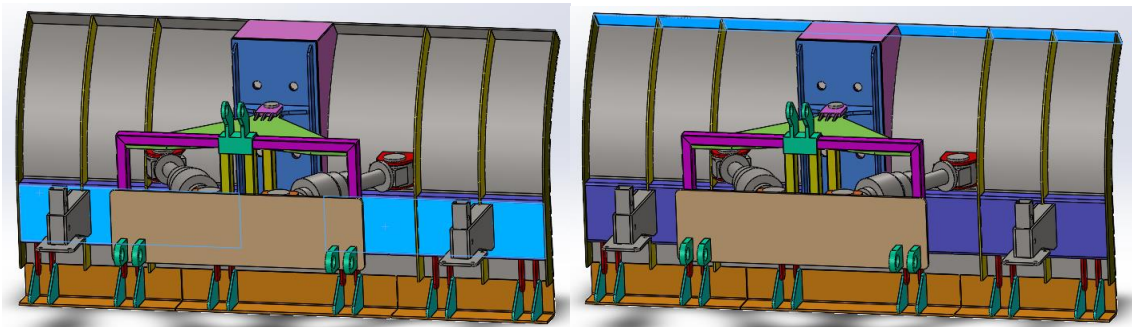


Imagen 4.25 Imágenes de los Rigidizadores C (a la izquierda) y Rigidizadores D (a la derecha).

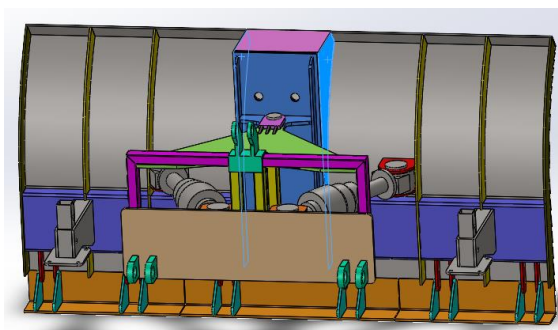


Imagen 4.26 Imágenes de los Rigidizadores Laterales.

Por otra parte, el diseño de la unión entre el cuerpo de la quitanieves y la estructura de conexión se idea con el requisito de que sea desmontable. Inicialmente se considera que como el ensamblaje entre estas partes principales se realiza mediante pernos, este requisito se cumple, además los cilindros también están ensamblados mediante pernos y su montaje y



desmontaje es sencillo. Pero, valorando un poco más a fondo las uniones mediante pernos centrales, se considera que desmontar varias veces estas uniones podría provocar problemas de desalineación o deformaciones debidas a la sobrecarga que implica el desmontaje de una de las uniones.

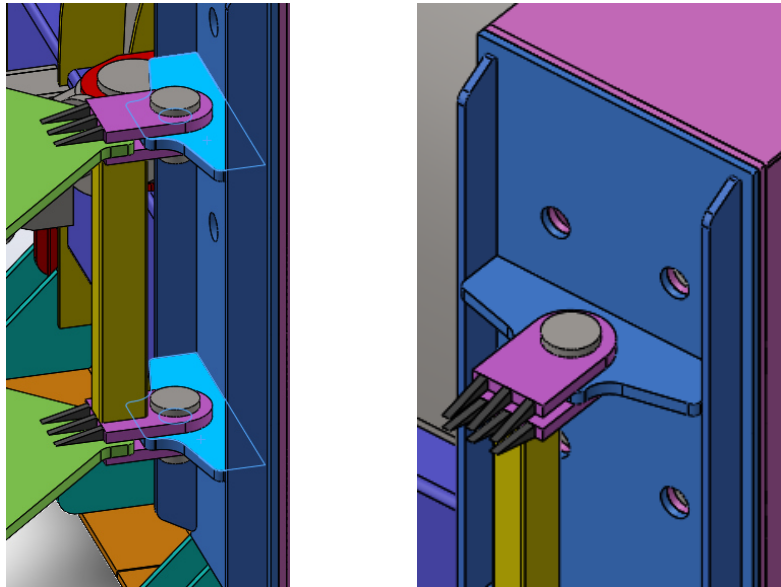


Imagen 4.27 Imagen de la izquierda, anclajes de conexión 2 que podrían sufrir desalineación o deformaciones en el proceso de desmontaje. Imagen de la derecha con piezas ocultas, en la que se ven las placas de conexión A (en rosa) y B (en azul) que poseen los agujeros para los tornillos que las unen.

Así que se replantea este requisito y se decide que las uniones mediante pernos centrales no se desmontan, y que lo que se desmonta será la placa a la que van soldadas. Bajo esta consideración, se plantea colocar dos placas iguales que se unen mediante tornillos, una de ellas unida a la estructura de conexión y otra soldada al cuerpo de la quitanieves. La imagen 4.27 derecha incluye las Placas de conexión A y B en la parte superior con el agujero para los tornillos.

Por último comentar como se han planteado las placas de las cuchillas. El entorno de trabajo del apero son las carreteras secundarias, donde es frecuente que el asfalto este en mal estado existiendo baches, irregularidades e incluso cabe la posibilidad de que cerca del arcén halla piedras de un tamaño considerable. Aunque también se considera su utilización en las calles principales de los pueblos, donde el principal obstáculo, aparte de los baches, son los bordillos de las aceras. Por ello, para que posibles choques de estos obstáculos no obliguen a tener el apero en tareas de reparación demasiado tiempo, se decide colocar unas piezas cuya función es absorber los choques, y que en caso de que el choque sea muy fuerte solo se dañe esta pieza y la unión con el cuerpo de la quitanieves.

Este grupo de 3 piezas abarcan toda la anchura de la lámina quitanieves y tendrían una altura de 145 mm (Imagen 4.28), que sumando los 10 mm que se plantean en el *Anexo 4*, como una de las hipótesis, alcanzan una altura de 155 mm respecto del suelo. Estos 155 mm son suficiente para cubrir la altura de las aceras de la mayoría de las comunidades de España, que se sitúan entre 12 y 15 centímetros.

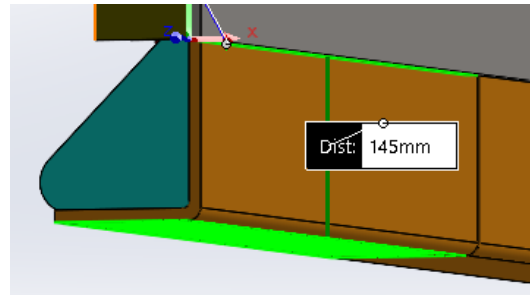


Imagen 4.28 Altura de las piezas que absorben los impactos, a la que hay a sumar los mm de la hipótesis del Anexo 4.

De esta forma la lámina de la quitanieves, que es de una sola pieza, está a salvo de choques, y en caso de tener que reparar o sustituir una de las placas de las cuchillas, bastaría con cortar la unión y volver a soldar la placa de sustitución.

Las uniones entre las placas de las cuchillas y el cuerpo principal de la quitanieves se realizan mediante dos tipos de pletinas, la unión cuchilla 1 (en rojo en la imagen 4.29) y la unión cuchilla 2 (en azul turquesa en la imagen 4.29). La unión cuchilla 1 va soldada a la lámina y a al rigidizador C; y la unión cuchilla 2 va soldada a la placa de las cuchillas y a la unión cuchilla 1. En total se instalan 4 uniones, situadas por parejas, por cada placa de cuchillas.

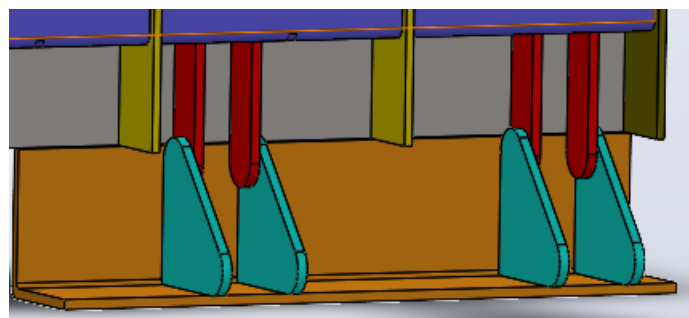


Imagen 4.29 Imágenes de uniones entre las placas de las cuchillas y el cuerpo de la quitanieves.



## 5. Simulación del modelo inicial

La simulación del modelo inicial se realiza con las consideraciones planteadas hasta ahora, pero con la geometría de los cilindros básica, es decir, se van a volver a colocar cilindros contruidos con tres piezas. En los resultados solo se tendrán en cuenta los resultados de la pieza intermedia de los cilindros

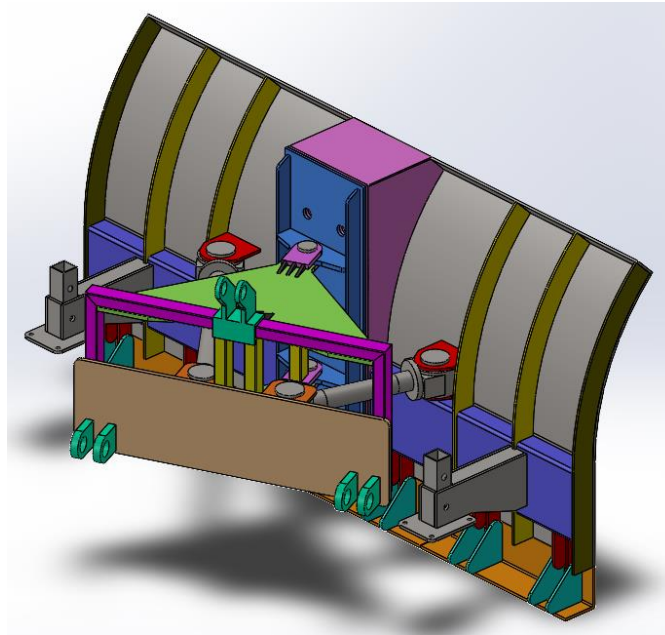


Imagen 5.1 Imagen del modelo inicial.

Las sujeciones, cargas y mallado aplicado serán los desarrollados en el *Anexo 4*, el *Anexo 5* y el *Anexo 8*. Para una descripción más extensa consultar los Anexo mencionados, a continuación un resumen.

- Las sujeciones son de tipo “Bisagra fija” en los 4 Anclajes brazos portantes y en el anclaje tercer punto; y de tipo “Avanzadas”, “Sobre caras planas” impidiendo el desplazamiento vertical en las 2 Placas para rueda soporte. Imagen 5.2.

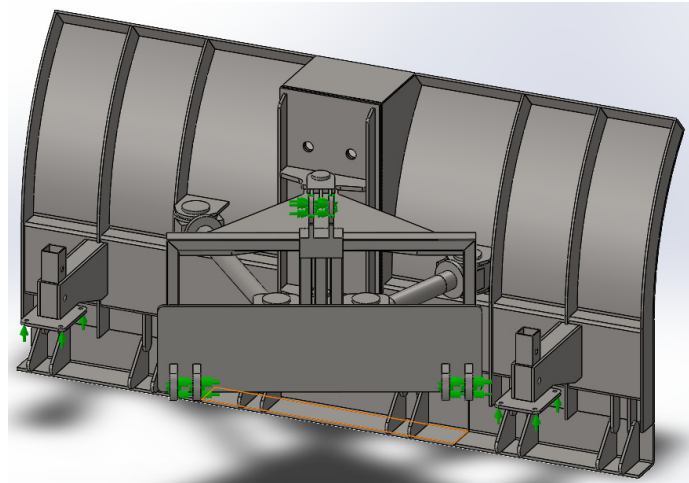


Imagen 5.2 Imagen de las sujeciones fijadas.

- Las cargas soportadas con el ángulo de trabajo aplicado son de 22.530 N en sentido opuesto al avance del tractor, de 3.552 N en dirección perpendicular a la dirección del tractor, y el peso propio del apero. Imagen 5.3.

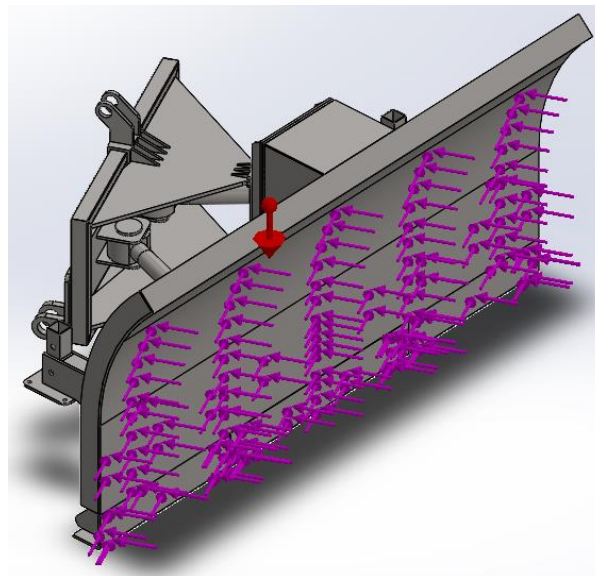


Imagen 5.3 Imagen de las cargas fijadas.

- El mallado general se realizará con un tamaño máximo de elemento de 150 mm, y en los controles de malla se aplicará un tamaño de elemento máximo de 40 mm. Las diferentes piezas a las que se aplican controles de malla aparecen en el *Anexo 5*. Queda definida la malla sólida basada en curvatura, con 178.075 nodos y 90.005 elementos. La calidad de la malla se define con el empleo de elementos cuadráticos de alto orden.

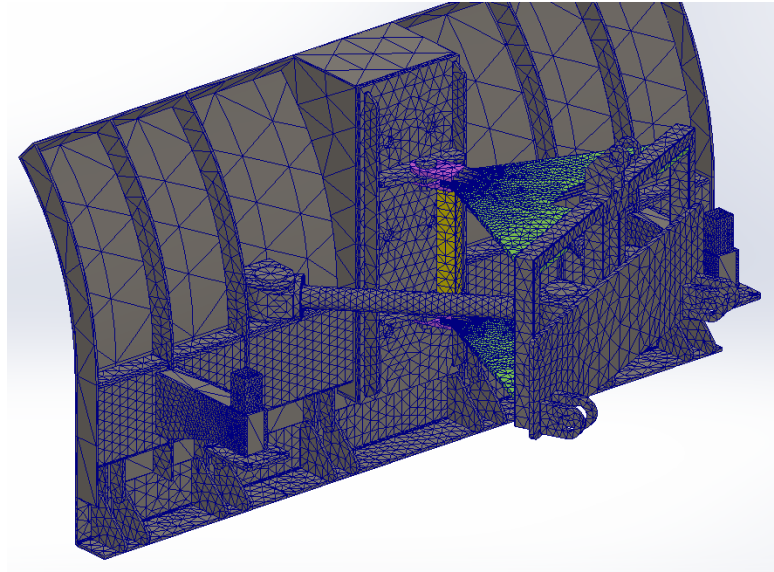


Imagen 5.4 Imagen de la malla obtenida.

El tiempo invertido para la simulación y obtención de resultados es de 3,8 minutos. Es apreciable como el aumento de piezas en el ensamblaje, y la decisión de aplicar controles de malla en algunas de esas piezas, ha hecho aumentar el tiempo para obtener los resultados frente al empleado en el *Anexo 5: Análisis de malla*.

## 6. Resultados del modelo inicial

En este apartado se van a analizar los resultados obtenidos de la simulación descrita en el apartado anterior. Los resultados completos de la simulación se van a recopilar en el *Anexo 11: Resultado de la simulación inicial*. Se van a analizar los resultados de las tensiones y los desplazamientos, con el objetivo de que las piezas del apero presenten un coeficiente de seguridad mínimo de 5 o superior, y que al mismo tiempo, las piezas no tengan un desplazamiento que pueda ocasionar choques entre las diferentes partes del apero.

Los resultados de desplazamientos del modelo no son superiores a 0,5 mm, lo que asegura que los desplazamientos son insuficientes para que las partes entren en contacto o choquen.

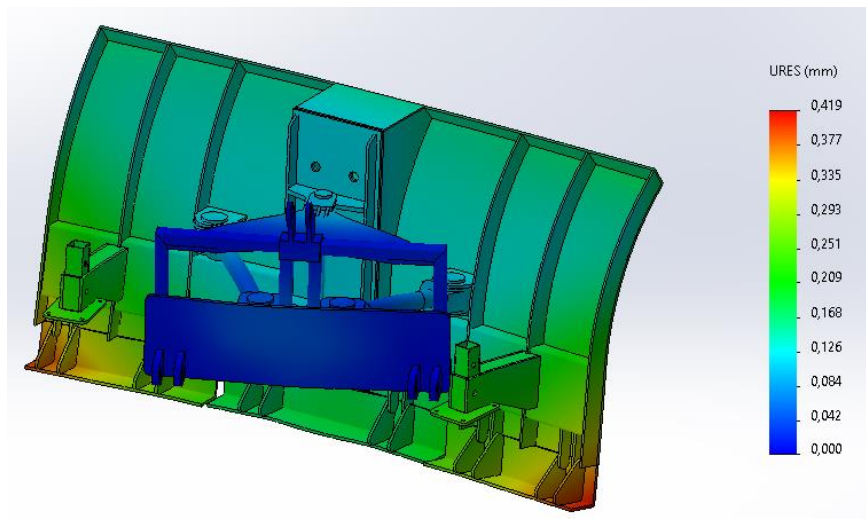


Imagen 6.1 Resultados de desplazamientos del modelo completo.

Del *Anexo 11* se concluye que las distancias de diseño, entre los componentes analizados, son suficientes para garantizar que no se produce choque entre componentes. Para un desarrollo más profundo del análisis de las piezas que pueden entrar en contacto, consultar el *Anexo 11: Resultado de la simulación inicial*.

En cuanto a los resultados de las tensiones, en la imagen 6.2 se muestran los resultados de la pieza que necesita una revisión, por tener un coeficiente de seguridad menor a 5. Esa pieza con el FDS menor a 5 es el Perfil soporte-2, que se usa en el soporte izquierdo del apero. La otra pieza de la imagen 6.2 es el Perfil soporte-1, ésta si supera el FDS mínimo y se coloca en el soporte derecho del apero.

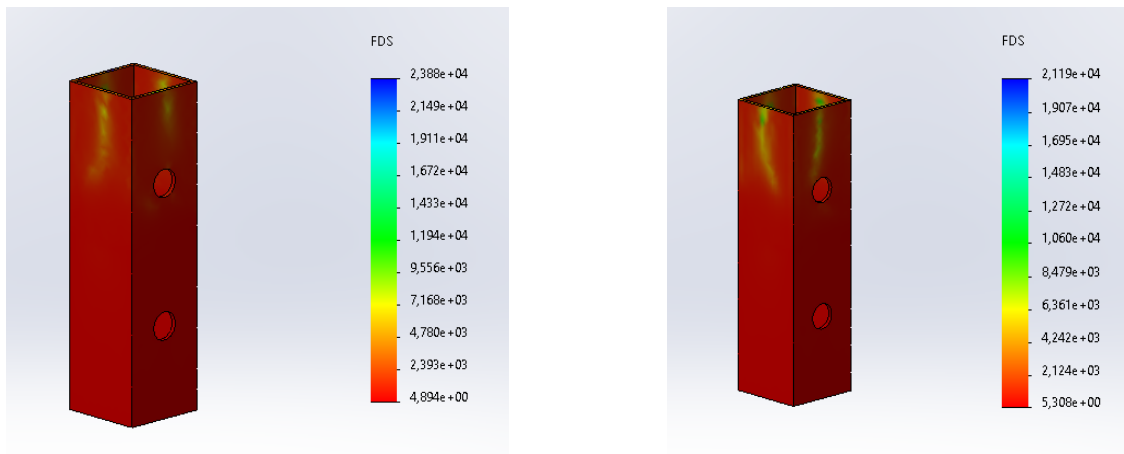


Imagen 6.2 Resultados de coeficiente de seguridad del perfil soporte-2, a la izquierda, y del perfil soporte-1, a la derecha.

Nombre Pieza	Material	Límite Elástico [Mpa]	Tensión Máx. [Mpa]	C.S.
Perfil soporte-2	1,4301	400	81,73	4,89

Tabla 6.1 Incluye la pieza que no alcanza el mínimo coeficiente de seguridad (C.S.), el material aplicado, el límite elástico del material y la tensión máxima.

La tabla con todos los resultados por piezas se encuentra en el *Anexo 11: Resultado de la simulación inicial*. De esta tabla se puede asegurar que muchos de los componentes del apero tienen un coeficiente de seguridad mínimo alto y muy alto en algunos casos.

Con los resultados obtenidos, se puede asegurar que las modificaciones que se van a plantear en el apartado de optimización van a ser con el objetivo de reducir espesores para aligerar el apero, y al mismo tiempo asegurar un coeficiente de seguridad. Además se determinará el nuevo perfil para la pieza Perfil soporte que presenta un coeficiente menor a 5.



## 7. Proceso de optimización y resultados finales

### 7.1 Optimización

Tras los resultados obtenidos en la primera simulación, el objetivo principal de este apartado es modificar los espesores para aproximar las piezas del modelo a un coeficiente mínimo de seguridad 5 en las más solicitadas. Como se desarrolla en el *Anexo 12*, dado que los resultados del modelo inicial presentan coeficientes de seguridad muy altos, se establece un rango de coeficiente objetivo, que estará entre 5 y 30. Este proceso se puede llevar a cabo gracias al empleo del material elegido, acero inoxidable EN 1.4301 (X5CrNi18-10) o AISI 304 (X5CrNi18-10), que presenta un límite elástico alto (400 MPa).

Desglosando un poco los objetivos, se van a reducir los espesores para disminuir el peso del apero, y de esta forma, reducir el consumo de combustible del tractor, asegurando al mismo tiempo un mínimo de factor de seguridad. Otro objetivo es modificar las piezas que no cumplen el valor mínimo de factor de seguridad, implantado en el proyecto. Y por último, garantizar que los componentes elegidos, cilindros hidráulicos y ruedas, siguen siendo aptos para el modelo optimizado.

Todo el proceso se lleva a cabo agrupando piezas gemelas, similares, o que formen una estructura. Inicialmente se establece unos rangos de optimización. Estos rangos consisten en que, si el valor de factor de seguridad se encuentra entre 5 y 10, no se aplican modificaciones. Si se encuentra entre 10 y 50, se aplicarán reducciones de espesor, siempre y cuando, el grupo de piezas lo permita. Y si está por encima de 50, se aplicará una reducción considerable de espesor. Todo esto es sobre el papel, ya que a medida que se llevan a cabo los cambios de espesor, el coeficiente de seguridad del resto de las piezas también se va modificando. Además se establece un límite mínimo de espesor de 4 o 5 mm, dependiendo de la geometría de la pieza, que evite que la pieza no presente la rigidez requerida.

Además de la reducción de espesores, también se plantean cambios de perfiles rectangulares y perfiles cuadrados, y se propondrán alternativas de diseño, siempre y cuando la pieza o el grupo de piezas lo permita, y supongan una reducción importante de masa.





Tras cada modificación se realizará una simulación de la que no se van a incluir los resultados completos, simplemente se comentará en cada grupo. Después de realizar las modificaciones consideradas en todo el modelo, se realizará la simulación del modelo completo, y los resultados de este modelo si se analizarán más en profundidad.

A continuación se comentan las modificaciones más importantes:

- Placa portauniones. En esta pieza se aplica una reducción de espesor que reduce un 53 % el peso inicial, y además se rediseña eliminando partes innecesarias lo que provoca una mayor reducción final. Diseño final de la placa portauniones en la imagen 7.1.

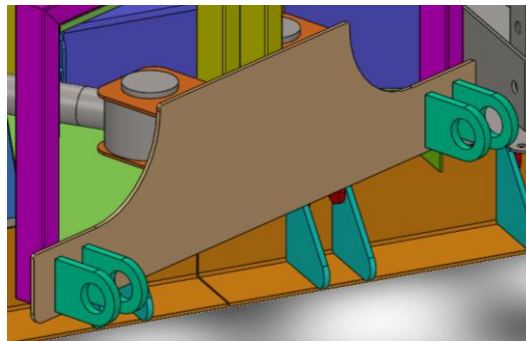


Imagen 7.1 Rediseñado de la Placa portauniones.

- Perfil soporte (Imagen 7.2). Estas piezas son importantes por que, inicialmente, una de ellas muestra un FDS inferior a 5. Por ello es necesario un aumento de perfil, se elegirá el mismo perfil pero con un espesor de 1 mm mayor.

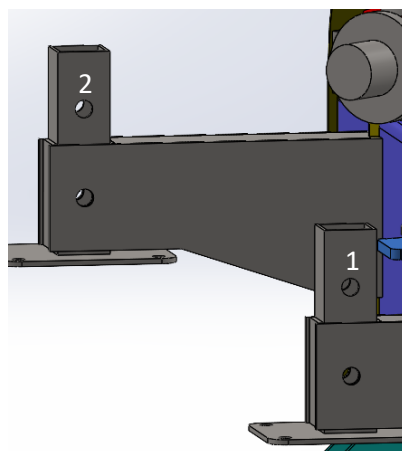


Imagen 7.2 Perfiles Soporte.

- Hoja quitanieves (Imagen 7.3). Sobre esta pieza se aplica una reducción que supone disminuir un 40 % la masa total, que debido a su gran tamaño hace que se convierta en una de las reducciones más importantes. Esta reducción implica tener que aplicar un control de malla en la pieza que incrementa notablemente el tiempo invertido para obtener los resultados. Al mismo tiempo que se optimiza esta pieza, también se optimizan las Placas Cuchillas A y B con la misma reducción de 40 %.

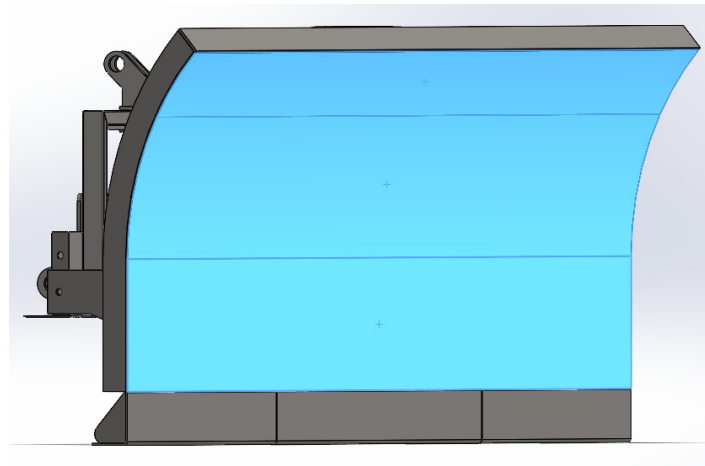


Imagen 7.3 Control de malla aplicado sobre la Hoja quitanieves.

- Piezas que componen los soportes para las ruedas (Imagen 7.4). Este grupo de piezas está formado por las Placas laterales soporte, las Tapas soporte, las Placas para ruedas soporte, las Tapas superiores soporte y las Tapas inferiores soporte. Para las Placas laterales soporte se aplica una reducción del 40 %, mientras que en el resto de las piezas de este grupo se aplican reducción del 60 %.

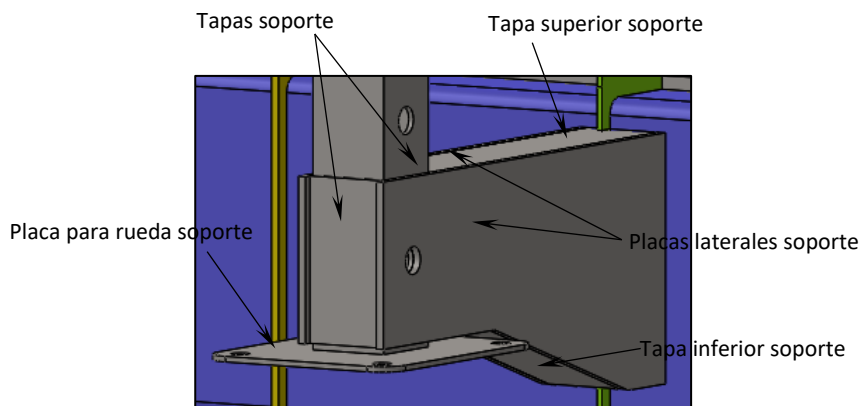


Imagen 7.4 Piezas de los soportes para las ruedas que conforman este grupo.



- Rigidizadores A y B. Reducir el espesor en los Rigidizadores B provoca que el FDS sea inferior a 5 en el B-3 y B-4. Para poder aplicar reducciones en ellos, se decide posicionar unos nervios, a los que se nombran Apoyos Nuevos (Imagen 7.5). Gracias a esto se puede aplicar una reducción del 25 % en los Rigidizadores B-3 y B-4, a los que se sueldan las Pletinas Cilindros A.

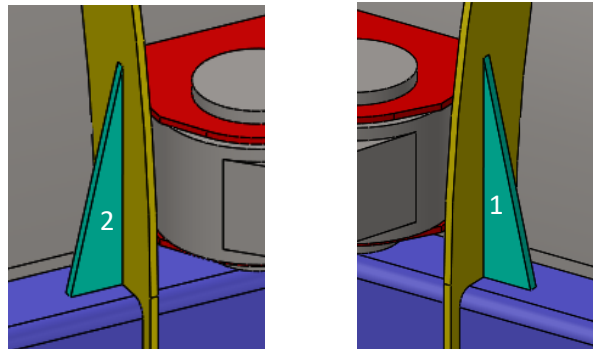


Imagen 7.5 Nervios, “Nuevos Apoyos”, a la derecha el 1, y a la izquierda el 2.

Como se quiere reducir más el espesor en los Rigidizadores B-1 y 4, se decide que estos ahora se denominarán Rigidizadores A-B, para diferenciarlos, y sobre ellos se aplican una reducción del 50 %. Esta reducción también se aplica a los Rigidizadores A. La imagen 7.5 muestra la posición final de estos rigidizadores.

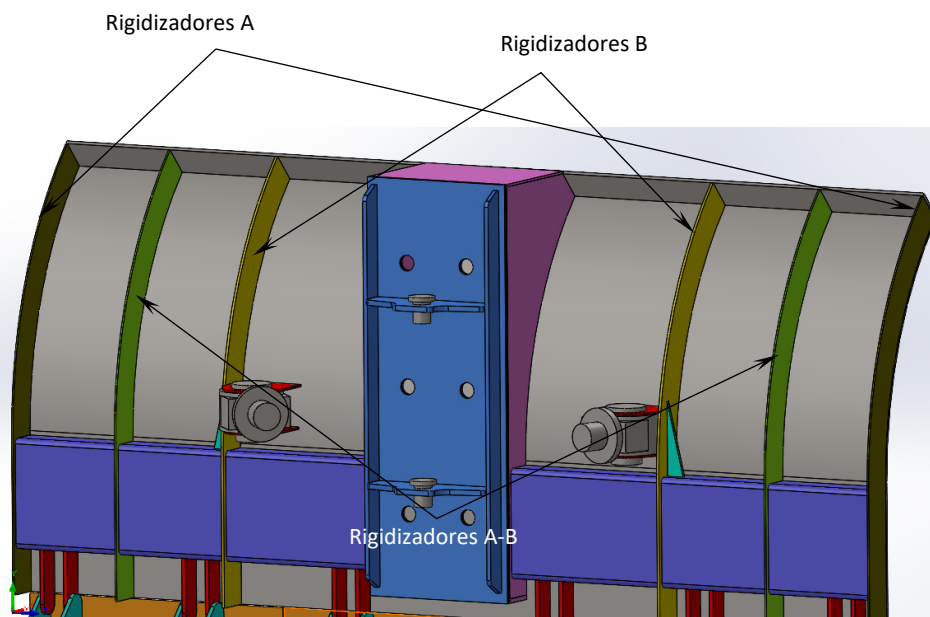


Imagen 7.5 Rigidizadores A, A-B, y B.



- Rigidizadores C (Imagen7.6). Estos rigidizadores son los que más masa aportan al modelo, por eso la reducción de espesor aplicada, un 50 %, es tan importante. Además, hay que realizar correctamente la reducción para que las relaciones de posición, que marcan el posicionamiento del resto de las piezas, se mantengan.

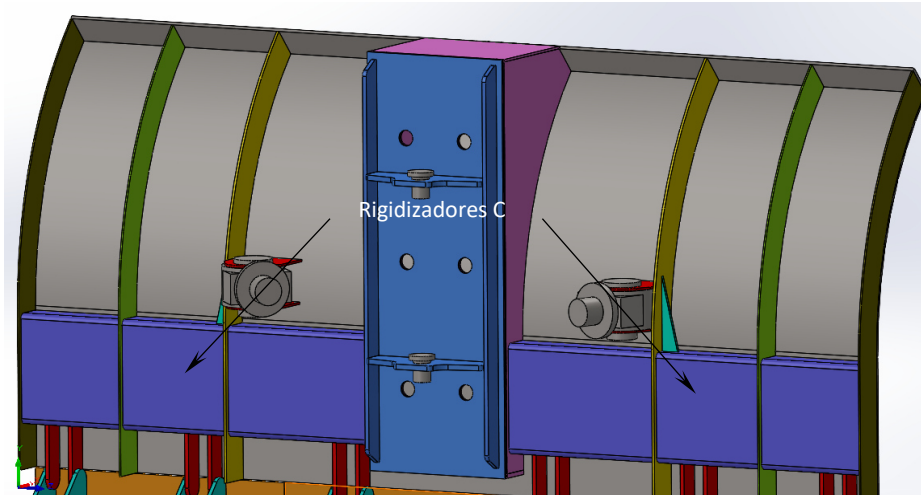


Imagen 7.6 Rigidizadores C.

- Rigidizadores Verticales (Imagen 7.7). Sobre estas piezas se aplica una reducción del 50 %, y un rediseño del concepto de los mismos. De esta forma se pasa de tener dos rigidizadores que abarcan toda la longitud de las Placas de conexión A y B, a tener cuatro rigidizadores mucho mas cortos que trabajan de forma más optimizada (Imagen 7.7).

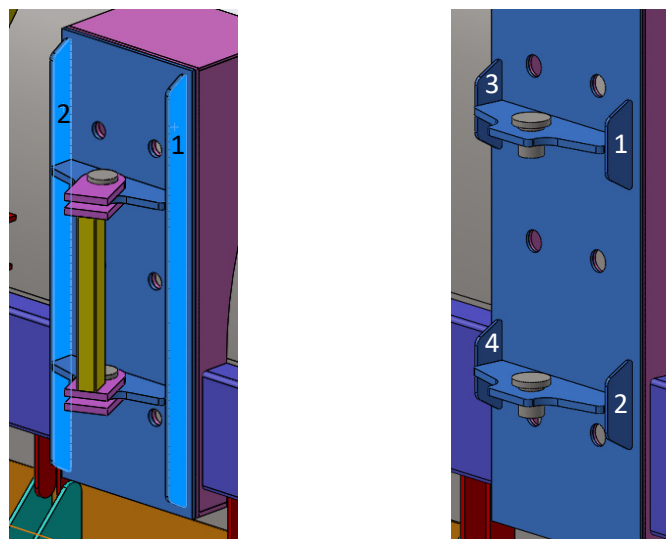


Imagen 7.7 Rigidizadores Verticales, a la izquierda, y los nuevos a la derecha.



- Unión cuchillas 1 y 2 (Imagen 7.8). Estos son dos de los grupos más numerosos, y dentro de los más numerosos, son los grupos cuyas piezas son mayores en tamaño. Por este motivo aplicar una reducción del 50 % es importante.

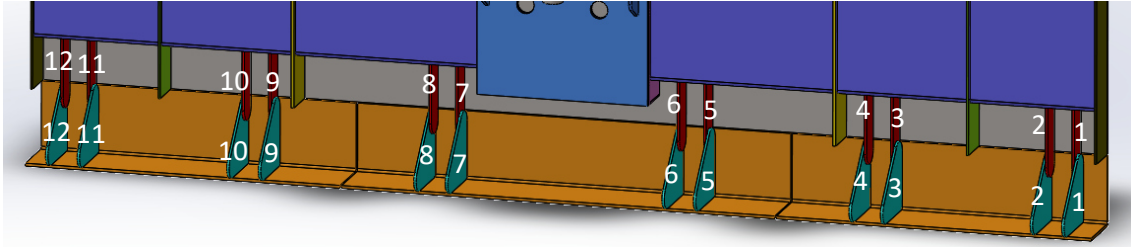


Imagen 7.8 Uniones cuchillas 1 y Uniones cuchillas 2.

Para ver todas las consideraciones desarrolladas por cada pieza, y todas las piezas a las que se aplica la optimización consultar el *Anexo 12*.

Como el principal objetivo es reducir el peso, hay que comentar que el modelo inicial tenía una masa total de 621 kg, a los que habría que añadir la contribución de la masa de componentes como los cilindros hidráulicos y las ruedas.

Hay que comentar que el proceso de optimización ha cumplido los objetivos principales de corregir la pieza con un FDS menor a 5, y de reducir el peso asegurando que el factor de seguridad se mantiene dentro del rango establecido. La masa final del modelo optimizado es de 375 kg. La reducción de masa realizada es de 246 kg respecto al modelo inicial (621 kg).

Todas las reducciones detalladas y comentadas se encuentran en el *Anexo 12: optimización y modificaciones del modelo inicial*. A continuación se realizará un resumen de los resultados obtenidos en la simulación final.

## 7.2 Resultados finales

En este apartado se van a analizar los resultados obtenidos en la simulación del modelo optimizado que ha sido realizado en el apartado anterior. Los resultados de la simulación se van a recopilar en el *Anexo 13: Resultado de la simulación final del modelo optimizado*. En concreto se van a analizar las tensiones y los desplazamientos, con el objetivo de que las piezas del apero presenten un coeficiente de seguridad entre 5 y 40, y que al mismo tiempo, las piezas no tengan un desplazamiento que pueda ocasionar choques entre las diferentes partes del apero.

Los resultados de desplazamientos del modelo optimizado son mayores a los obtenidos en el modelo inicial, pero como en ese modelo, los desplazamientos son pequeños. En la imagen 7.9, se puede ver que no llegan al milímetro, lo que asegura que los desplazamientos son insuficientes para que las partes entren en contacto o choquen.

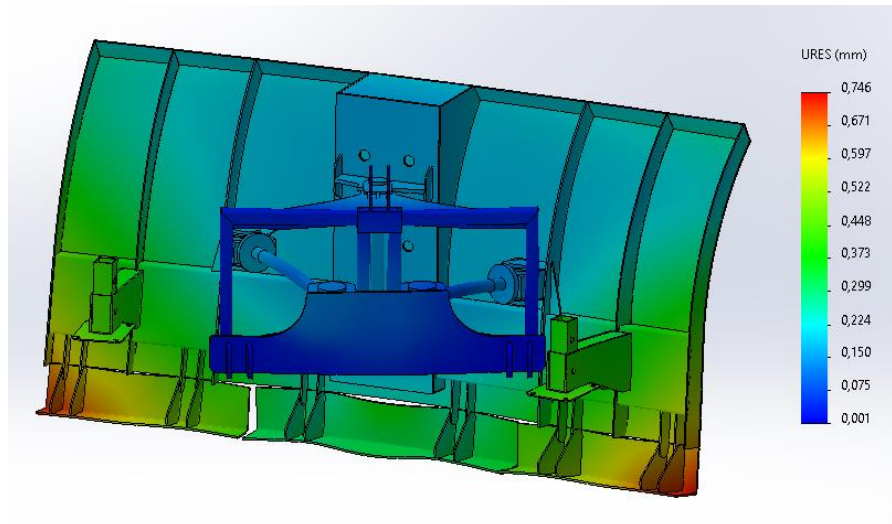


Imagen 7.9 Resultados de desplazamientos del modelo completo optimizado.

Del *Anexo 13* se concluye que las distancias de diseño, entre los componentes analizados, son suficientes para garantizar que no se produce choque entre componentes. Para un desarrollo más profundo del análisis de las piezas que pueden entrar en contacto, consultar el *Anexo 13: Resultado de la simulación final del modelo optimizado*.

En cuanto a los resultados de las tensiones, se va a mostrar la mejora de la pieza Perfil soporte-2, ya que es la pieza que poseía un coeficiente de seguridad inferior a 5. En la imagen 7.10, se pueden ver los resultados de factor de seguridad esta pieza. La imagen de la izquierda muestra valores obtenidos en la simulación del modelo inicial, y en la imagen de la derecha, los obtenidos en la simulación del modelo optimizado. El cambio a un perfil 60x60x4 ha mejorado el comportamiento en más de un punto.

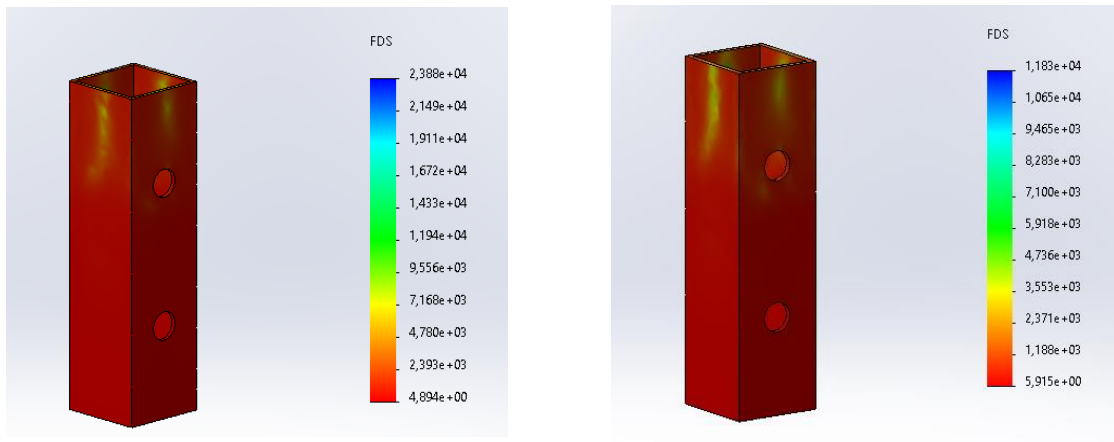


Imagen 7.10 Resultado de FDS del Perfil soporte-2 en el modelo inicial, a la izquierda.  
Resultado de FDS del Perfil soporte-2 en el modelo optimizado, a la derecha.

Para ver los resultados de coeficiente de seguridad de todas las piezas, consultar el *Anexo 13: Resultado de la simulación final del modelo optimizado*. En este anexo también se incluyen comentarios de porque se mantienen los espesores modificados a pesar de que la simulación arroje valores de coeficiente de seguridad elevados.

Con todos los cambios realizados, queda por comprobar si los componentes seleccionados, los cilindros hidráulicos y las ruedas, siguen siendo adecuados.

### Cilindros Hidráulicos

Recordando los datos del cilindro seleccionado, tenemos que la fuerza de empuje con un sistema hidráulico de 180 Bar es de 141.372 N, y la longitud sin extender (L1) es 480 mm.

Tras la optimización del modelo, las longitudes necesarias en los cilindros también han cambiado un poco. En esta posición las longitudes necesarias de los cilindros son 484 y 796 mm (Imagen 7.11).

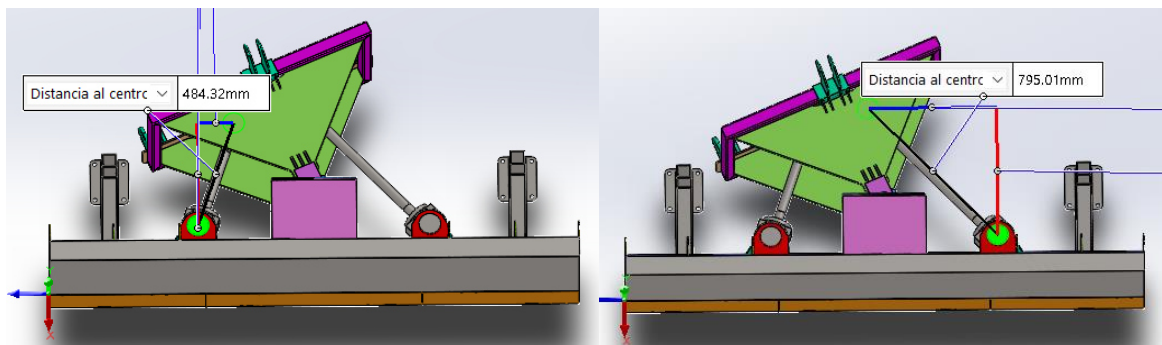


Imagen 7.11 Longitudes que se requieren en los cilindros hidráulicos tras las modificaciones de espesor.



El resultado obtenido de tensión máxima soportada, en la pieza intermedia del cilindro, es de 18,56 MPa. Este dato se extrae de la tabla de resultados de FDS del *Anexo 13*. Esta pieza tiene una sección circular de diámetro 40 mm y se quiere un coeficiente de seguridad de 6. La fuerza mayorada se determina como la tensión por el área y por el coeficiente de seguridad. La fuerza crítica de pandeo ( $F_K$ ) se calcula mediante la fórmula que proporciona el fabricante que incluye el coeficiente de seguridad.

$$F = T * A * C_s = 18,56 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] * \frac{\pi * 40^2}{4} [mm^2] * 6 = 139.939 [N]$$

La fuerza que el cilindro puede aplicar es de 141372 N, y la mayorada es 139.939 N, por lo que se puede asegurar un correcto funcionamiento.

$$F_K = \frac{\pi^2 * E * I}{S_K * L^2} = \frac{\pi^2 * E * \pi * d^4}{S_K * L^2 * 64} = \frac{\pi^3 * E * d^4}{S_K * L^2 * 64} = 477.711 [N]$$

La fuerza crítica de pandeo propia del cilindro ( $F_K$ ) ya tiene el coeficiente de seguridad aplicado, así que hay que compararla con la fuerza del cilindro simulado sin mayorar, 23.324 N. Como ya se vio en el *Anexo 10: Selección de cilindro hidráulico y diseño de los soportes*, este requisito se cumple con solvencia en este tipo de cilindros hidráulicos.

Por último se realiza la comprobación geométrica que consiste en comprobar los siguientes requisitos.

$$Long_{sin\ ext} (L1) < Long_{min.\ necesaria} (484 [mm])$$

La longitud sin extender ( $L1$ ) del cilindro seleccionado es 480 mm, por lo que este punto se sigue cumpliendo.

$$Carrera_{min.} < Carrera_{nec.} < Carrera_{max.} (2.300 [mm])$$

La carrera necesaria ha cambiado ligeramente de valor. La longitud máxima es 796 mm y la longitud sin extender ( $L1$ ) es 480 mm, la carrera necesaria es ahora de 316 mm. Este valor sigue estando dentro del rango que establecen el valor mínimo (310 mm) y el máximo (2.300 mm).



El cilindro elegido en anteriores apartados también es correcto para este punto de optimización del modelo.

### Ruedas

De la misma forma que en el *Anexo 8: Diseño de soportes y selección de ruedas*, se consultan y se muestra a continuación en la imagen 7.12, las fuerzas verticales que soporta las Placas para ruedas soporte.

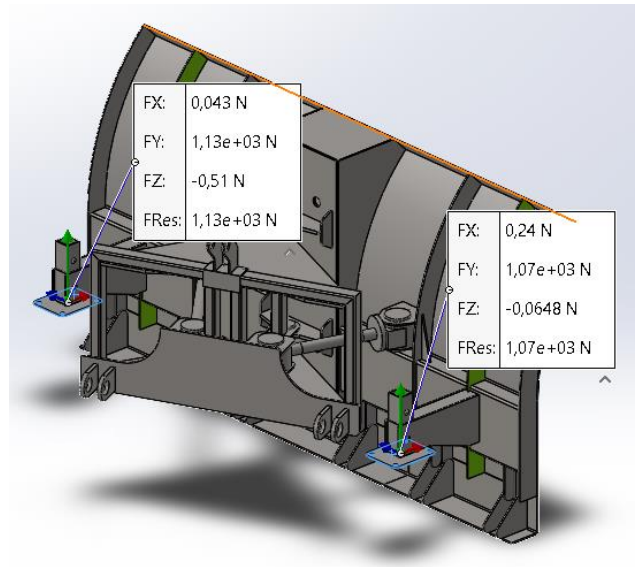


Imagen 7.12 Fuerzas en ambas superficies de las Placas para ruedas soporte.

Los resultados son en torno a 1.200 N en cada rueda, y la capacidad de cada rueda es de 450 Kg (4.400 N). Como la carga es menor se vuelve a calcular el coeficiente de seguridad.

$$T = \frac{E + Z}{n} * S \Rightarrow S = \frac{n}{E + Z} * T$$

$\left\{ \begin{array}{l} S: \text{coeficiente de seguridad} \\ n: \text{número de ruedas portantes} \\ E: \text{peso propio del aparato de transporte} \\ Z: \text{carga adicional máxima} \\ T: \text{capacidad de carga de una rueda} \end{array} \right.$

$$S = \frac{1}{1.200} * 4.400 = 3,67$$

Gracias a la optimización las ruedas seleccionadas han aumentado el coeficiente de seguridad, pero no lo suficiente como para cambiar los comentarios realizados en el *Anexo 8*:



*Diseño de soportes y selección de ruedas.* Esto quiere decir que los motivos por los que se decide mantener estas ruedas son los mismos. A continuación se hace un recordatorio de los mismos.

- Las cargas verticales que soportan las ruedas están basadas en una situación muy excepcional planteada en el *Anexo 4*, y lo habitual será que no estén sometidas a tanta carga.
- El requerimiento de que ambos soportes sean simétricos, para que funcionen con la inclinación aplicada en cualquier lado.
- Cambiar a una rueda, cuya capacidad ofrezca un coeficiente de seguridad de 5, supondría realizar modificaciones importantes para poder colocar los nuevos soportes que serían necesarios para colocar unas ruedas mayores. Además, se debe asegurar que los soportes y las ruedas deben quedar dentro del área que despeja el apero, y no deben de chocar con otros elementos.
- Las ruedas tienen una extracción sencilla, y el tiempo empleado para la sustitución de estos elementos es muy reducido.

De todas formas, como en el *Anexo 8: Diseño de soportes y selección de ruedas*, se recomienda poseer de al menos un juego de ruedas de recambio en caso de emergencia.



## 8. Conclusiones

En este trabajo se ha realizado un diseño y optimización completo de un apero para tractores agrícolas destinado para ser usado como un equipo de mantenimiento invernal que permite despejar vías públicas. El diseño del apero ha sido realizado en base a los diferentes modelos de este tipo de aperos del mercado.

Una parte fundamental, y que presento muchos problemas, es definir la fuerza que soporta el apero en funcionamiento. Para ello, se plantearon diversas hipótesis, y se buscaron estudios relacionados con el método de cálculo. Fruto de estas búsquedas se encuentra el estudio “A Study on the Resistance of Snowplowing and the Running Stability of a Snow Removal Truck realizado por Terutoshi Kaku” (1979) de la universidad de Hokkaido, el cual permitió establecer la carga en dos componentes y de valores 22.530 y 3.552 N.

Además, otro problema que surge es el desconocimiento al plantear los diseños de los componentes, ya que no se disponen de datos concretos de diseños comerciales. A pesar de que se exija un coeficiente de seguridad de 5 en todas las piezas, este no es un problema de inicio ya que el modelo inicial está muy sobredimensionado, y como resultado tan solo una de las piezas del modelo posee un factor de seguridad inferior a 5.

Tras la optimización, se cumplen los objetivos planteados tanto de coeficiente de seguridad en las piezas diseñadas, como de la mejora de las prestaciones para que al poseer menor masa, el tractor consuma menos combustible. Sin embargo no se ha podido garantizar que las ruedas empleadas trabajen con un coeficiente de 5 o superior.

En lo personal, realizar dicho trabajo ha supuesto ampliar los conocimientos en un programa informático tan completo como es SOLIDWORKS, así como de sus particularidades a nivel de consumo de recursos, definición de propiedades, establecimiento de referencias entre ensamblaje y piezas, y establecimiento de los contactos entre las piezas entre otras cosas. Este aprendizaje ha sido más costoso de lo que se planeaba ya que se contaba con menos de 20 horas de aprendizaje antes de empezar este proyecto.



## 9. Bibliografía

Consulta de normas sobre equipos de mantenimiento invernal, equipos de viabilidad invernal y mantenimiento de carreteras, así como de tractores agrícolas en AlcorZe, recurso proporcionado por la Universidad de Zaragoza, que solo es accesible identificándose:

- <https://login.cuarzo.unizar.es:9443/login?url=https%3a%2f%2fsearch.ebscohost.com%2flogin.aspx%3fdirect%3dtrue%26query%3dSU%2b%28bases%2bde%2bdatos%2bAND%2bnormas%2btecnicas%29%2bAND%2bPT%2brecurso%2belectronico%26lang%3des%26type%3d0%26searchMode%3dAnd%26site%3dedslive%26scope%3dsite>
- <https://tecnocarreteras.es/tag/normativa-quitanieves/>

Consulta general sobre fabricación de kits quitanieves para pick ups o tractores:

- [https://www.youtube.com/watch?v=7qAi0dqQXdA&ab\\_channel=PlayDone](https://www.youtube.com/watch?v=7qAi0dqQXdA&ab_channel=PlayDone)
- <http://eu.meyerproducts.com/snow-plows/contractor-truck-plows/super-blade>
- <https://www.meyerproducts.com/snow-plows/contractor-truck-plows/drive-pro-homeowner>

Consulta y obtención de imágenes reales de aperos con la funcionalidad planteada en el proyecto:

- <https://www.deleks.es/es/p/149/pala-quitanieves-3-puntos-para-tractores-ssh-04-3-0-c#>

Consulta de los tipos de quitanieves y sus funciones principales:

- <https://www.eadic.com/maquinaria-empleada-en-el-mantenimiento-invernal-de-carreteras/>
- [https://www.rodamaquinaria.com/04\\_06\\_01turbina-nieve.php](https://www.rodamaquinaria.com/04_06_01turbina-nieve.php)
- <https://www.quitanieves.net/quitanieves-quitanieves-tipo-cuna/quitanieves-altus>



Consulta del estudio que analiza como calcular las cargas en una quitanieves y la capacidad de tiro de tractores agrícolas:

- KAKU, T., 1979. A Study on the Resistance of Snowplowing and the Running Stability of a Snow Removal Truck.  
<http://onlinepubs.trb.org/Onlinepubs/sr/sr185/185-038.pdf>
- *Web sobre ingeniería mecánica, tutorial nº 303 “capacidad de tiro en los tractores agrícolas”* [en línea] [consulta: 12 de agosto]. Disponible en:  
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn303.html>

Consulta de las características y las preformas de suministro del acero usado en el proyecto:

- <https://www.acerinox.com/es/productos/tipos-de-acero/EN-1.4301---AISI-304/>
- <https://www.acerinox.com/es/productos/producto/Chapa-laminada-en-caliente-acabado-N1/>
- <https://www.acerinox.com/es/productos/producto/Plate-N1-00001/>
- <https://e-shop.magsy.es/perfil-de-acero-inoxidable-60x40x4-mm-longitud-1-m-14301/>
- <https://es.materials4me.com/metales/acero-inoxidable/tubo-cuadrado/tubo-cuadrado-soldado-de-acero-inoxidable-calidad-1.4301-aisi-304?number=ST4301060006003-E&c=167>

Consulta de opciones de ruedas para la quitanieves:

- Empresa: <https://www.blickle.es/es-es>
- Catálogos: <https://www.blickle.es/es-es/servicio/centro-de-descargas/descargas-catalogo-de-ruedas>



Consulta de la presión que aportan los sistemas hidráulicos de los tractores agrícolas y otras características de los mismos:

- [http://www.masseyferguson.es/documents/tractors/A-ES-17036%20MF%205700%20M%20Spec%20sheet\\_V5\\_UB.pdf](http://www.masseyferguson.es/documents/tractors/A-ES-17036%20MF%205700%20M%20Spec%20sheet_V5_UB.pdf)
- <https://www.fendt.com/es/geneva-assets/article/50937/170442-fendt800vario-2001-td-es.pdf>
- <https://www.fendt.com/es/tractores/800-vario-aspectos-destacados>

Consulta de opciones de cilindros para la quitanieves:

- Empresa: <https://www.liebherr.com/es/esp/inicio/página-de-inicio.html>
- Catálogos:  
<https://www.liebherr.com/shared/media/components/documents/hydraulics/hydraulic-cylinders/liebherr-hydraulic-cylinders-260-bar-series-production-range-product-brochure-es-web.pdf>  
<https://www.liebherr.com/shared/media/components/documents/hydraulics/hydraulic-cylinders/liebherr-hydraulic-cylinders-380-bar-series-production-range-product-brochure-es-web.pdf>
- Empresa: <https://www.hydba.com>
- Catalogo: [https://www.hydba.com/wp-content/uploads/2019/10/cilindro\\_hidraulico\\_HMDA-HMDB-HMSK\\_Hydba.pdf](https://www.hydba.com/wp-content/uploads/2019/10/cilindro_hidraulico_HMDA-HMDB-HMSK_Hydba.pdf)

Consulta sobre altura de los bordillos en España:

- <https://ciudadano.gobex.es/documents/9274982/9276064/CapituloIII.pdf/1276e55-f6c6-4f15-a9b5-0d1da5c1df41#:~:text=La%20pendiente%20transversal%20m%C3%A1xima%20ser%C3%A1%20de%20el%201%20%25.&text=La%20altura%20m%C3%A1xima%20de%20los,aristas%20o%20el%20doble%20bordillo>



- [https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwjtma2Stu3zAhUpxlUKHYmCANEQFnoECAIQAQ&url=https%3A%2F%2Fsede.valencia.es%2F sede%2Fdescarga%2Fdoc%2FDOCUMENT\\_1\\_ORD0107\\_C&usg=AOvVaw3mvuecD87xFQKk9soCj3bP](https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwjtma2Stu3zAhUpxlUKHYmCANEQFnoECAIQAQ&url=https%3A%2F%2Fsede.valencia.es%2F sede%2Fdescarga%2Fdoc%2FDOCUMENT_1_ORD0107_C&usg=AOvVaw3mvuecD87xFQKk9soCj3bP)
- [https://sid.usal.es/idocs/F8/FDO9173/ACCESIBILIDAD\\_URBANISTICA/accesibilidad\\_urbanistica.htm#:~:text=La%20altura%20m%C3%A1xima%20del%20bordillo,con%20el%20resto%20del%20pavimento](https://sid.usal.es/idocs/F8/FDO9173/ACCESIBILIDAD_URBANISTICA/accesibilidad_urbanistica.htm#:~:text=La%20altura%20m%C3%A1xima%20del%20bordillo,con%20el%20resto%20del%20pavimento)
- [https://www.xunta.gal/dog/Publicados/2000/20000229/Anuncio43E6\\_es.html](https://www.xunta.gal/dog/Publicados/2000/20000229/Anuncio43E6_es.html)
- <https://boc.cantabria.es/boces/verAnuncioAction.do?idAnuBlob=192087>
- <https://sede.asturias.es/bopa/disposiciones/repositorio/LEGISLACION07/66/1/001U0022210002.pdf>
- [https://noticias.juridicas.com/base\\_datos/CCAA/an-d293-2009.t1.html](https://noticias.juridicas.com/base_datos/CCAA/an-d293-2009.t1.html)
- [https://noticias.juridicas.com/base\\_datos/CCAA/ex-d8-2003.n1.html](https://noticias.juridicas.com/base_datos/CCAA/ex-d8-2003.n1.html)
- <http://servicios.aragon.es/portalaALL/document.do?clobId=11455>