



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



## TRABAJO FINAL DE GRADO

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

# DISEÑO DE UNA NORIA INFANTIL DE ALTURA INFERIOR A 8 METROS

**Autor/alumno:**

Pau Senent Sifre

**Director:**

Manuel Tur Valiente

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Julio 2017**

## RESUMEN Y PALABRAS CLAVE

El presente documento describe el proceso de diseño de una noria infantil de altura inferior a 8 metros. Muestra cómo se realizan los diferentes componentes necesarios para la construcción de dicha noria. Los crea en formato virtual paramétrico, lo que luego permitirá su modificación en caso de desear variar parámetros constructivos.

Incluye el diseño, selección e incorporación a la noria de un nuevo tipo de movimiento adicional al de rotación habitual en estas máquinas. Este movimiento consiste en un movimiento de oscilación de 0 a 10 grados en sentido ortogonal al plano de giro.

Pretende ser la base para el posterior desarrollo y comercialización de una noria con las características generadas en el proyecto.

**Palabras clave:** diseño, noria, movimiento, cálculo, ingeniería.

## ABSTRACT

This document describes the design process of a child ferris wheel with a height of less than 8 meters. It shows how the different components necessary for the construction of this Ferris wheel are made. It creates them in parametric virtual format, which will then allow their modification in case of wanting to vary constructive parameters.

It includes the design, selection and incorporation to the noria of a new type of movement additional to the one of rotation habitual in these machines. This movement consists of an oscillation movement of 0 to 10 degrees in a direction orthogonal to the plane of rotation.

It pretends to be the base for the later development and commercialization of a Ferris wheel with the characteristics generated in the project.

**Keywords:** design, ferris wheel, motion, calculation, engineering.

## AGRADECIMIENTOS

A Juanjo Rodenas, por su extraordinaria labor docente y apoyo que permitieron el inicio de este proyecto.

A Massimmo Sartori y Ricardo Faggión, gerente y responsable técnico de Sartori Rides. Así como a TODO su personal que pusieron sus conocimientos, entusiasmo y alegría al servicio del diseño.

A Manuel Tur, tutor del proyecto, cuyos consejos técnicos y paciencia han facilitado la conclusión de esta aventura.

A Rocío.

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>6</b>
1.1.	MOTIVACIÓN DEL PROYECTO. ....	6
1.2.	DATOS DE COMIENZO DEL PROYECTO. ....	6
1.3.	VIDA DEL PRODUCTO. ....	8
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS Y ALCANCE DEL DISEÑO.....</b>	<b>9</b>
2.1.	ASPECTOS TEÓRICOS.....	9
2.2.	FUNCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DEL PRODUCTO. ....	9
<b>3</b>	<b>ANÁLISIS DE ENTORNO Y MERCADO .....</b>	<b>14</b>
3.1.	ANTECEDENTES.....	14
3.2.	BENCHMARKING (ANÁLISIS DE LA COMPETENCIA).....	14
<b>4</b>	<b>DEFINICIÓN DE LAS PRESTACIONES .....</b>	<b>20</b>
4.1.	REQUISITOS DE DISEÑO.....	20
4.2.	CARACTERÍSTICAS GENERALES. ....	20
4.3.	PLIEGO DE CONDICIONES. ....	20
<b>5</b>	<b>FASE DE PROTOTIPO .....</b>	<b>21</b>
5.1.	FACTIBILIDAD TÉCNICA Y CONCEPTUAL. ....	21
5.1.1.	Dimensiones generales .....	21
5.1.2.	Modelos de articulación generados .....	23
5.1.3.	Estudio articulación.....	39
5.2.	ESTUDIO ERGONÓMICO .....	41
5.3.	DISTANCIAS MÍNIMAS DE SEGURIDAD. ....	44
5.4.	ELECCIÓN Y JUSTIFICACIÓN DE SOLUCIÓN CONSTRUCTIVA ELEGIDA. ....	44
5.4.1.	Visión global .....	45
5.4.2.	Base. ....	48
5.4.3.	Columna .....	49
5.4.4.	Centrino o bloque pentagonal central. ....	51

5.4.5. Brazos. ....	53
5.4.6. Articulación con movimiento hidráulico. ....	54
<b>5.5. CARACTERIZACIÓN DE MATERIALES. ....</b>	<b>55</b>
<b>5.6. LISTADO DE COMPONENTES.....</b>	<b>55</b>
5.6.1. Comerciales. ....	55
5.6.2. Componentes fabricados y pesos. ....	56
5.6.3. Peso carroza. ....	59
<b>5.7. SOLDADURA. ....</b>	<b>59</b>
<b>6. ESTUDIO TÉCNICO. ....</b>	<b>60</b>
<b>6.1. ESTUDIO BRAZO Y ARTICULACIÓN. PUNTOS CRÍTICOS. ....</b>	<b>60</b>
6.2.1. Cálculo del eje de la carroza.....	60
6.2.2. Brazo en posición vertical. ....	67
6.2.3. Brazo en posición inclinada.....	72
6.2.4. Base. Cálculo Ansys. ....	78
<b>6.3. SELECCIÓN CILINDRO. ....</b>	<b>86</b>
<b>6.4. SELECCIÓN RODAMIENTOS. ....</b>	<b>89</b>
<b>6.5. CONJUNTO DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO. ....</b>	<b>93</b>
<b>7. PRESUPUESTO.....</b>	<b>96</b>
<b>8. CONCLUSIONES.....</b>	<b>98</b>
<b>9. BIBLIOGRAFÍA. ....</b>	<b>99</b>
<b>10. ANEXO 1. CÁLCULOS. ....</b>	<b>100</b>

# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1. MOTIVACIÓN DEL PROYECTO.

La motivación personal que me impulsa a desarrollar este proyecto como TFG, más allá de la finalización del Grado de Ingeniería Mecánica, es que tras la finalización del mismo pueda servir de base para el posterior desarrollo y comercialización del producto por Sartori Rides s.r.l.

Después de un periodo de prácticas en dicha empresa, surge la posibilidad de implementar conjuntamente con el departamento técnico de la empresa una modificación en una noria infantil de altura menor a 8 metros.

Así que tras diversas reuniones se decide implantar un nuevo tipo de movimiento en la atracción buscando generar un producto diferente a los existentes y que permita nuevas sensaciones a los usuarios.

Indicar a su vez que este tipo de movimiento supone una novedad en el sector ya que en las norias infantiles no se ofrece un sistema similar.

## 1.2. DATOS DE COMIENZO DEL PROYECTO.

El modelo base es una noria infantil ampliamente fabricada por Sartori Rides s.r.l. este modelo es rediseñado en su totalidad.

Partiendo de las siguientes premisas se inicia el estudio:

La noria objeto del proyecto tendrá una altura inferior a 8 m.

La máquina se instalará en una ubicación fija. (No dispondrá de remolque).

Se diseñará para uso interior. Con ligeras modificaciones servirá para uso exterior.

El conjunto de la atracción desmontada (Columna central, soporte, peana, bloque central, brazos, carrozas, elementos de control y operación) debe poder transportarse en un contenedor de estándar 40 pies o 12 metros (Fig. 1).

Contenedores estándares de 40 pies					
Dimensiones exteriores			Dimensiones interiores		
Longitud	Anchura	Altura	Longitud	Anchura	Altura
40 pies 12192 mm	8 pies 2438 mm	8 pies 6 in 2591 mm	39 pies 6 in 12040 mm	7 pies 8 in 2337 mm	7 pies 10 in 2387 mm
Contenedores High Cube de 40 pies					
Dimensiones exteriores			Dimensiones interiores		
Longitud	Anchura	Altura	Longitud	Anchura	Altura
40 pies 12192 mm	8 pies 2438 mm	9 pies 6 in 2896 mm	39 pies 6 in 12040 mm	7 pies 8 in 2337 mm	8 pies 9 in 2667 mm
Contenedores estándares de 20 pies					
Dimensiones exteriores			Dimensiones interiores		
Longitud	Anchura	Altura	Longitud	Anchura	Altura
20 pies 6096 mm	8 pies 2438 mm	8 pies 6 in 2591 mm	20 pies 6096 mm	7 pies 8 in 2337 mm	7 pies 10 in 2387 mm

Figura 1. Tabla tamaño estándar contenedores.

La velocidad de rotación no superará las 7 rpm.

El número de máximo ocupantes por "viaje" será de 15.

Cada carroza podrá contener 3 niños de edad inferior a 12 años o un adulto y un niño.

La capacidad total de carga máxima de la máquina será de  $60 \times 3 \times 5 = 900$  KG.

Al movimiento de rotación de la noria se añadirá un movimiento angular en sentido ortogonal al movimiento de giro.

Dicho movimiento angular en uso nunca caso superará en condiciones de uso una variación de 10 grados o 0,174533 radianes desde la posición de reposo inicial. Las medidas de seguridad bloquearan el brazo cuando alcance una inclinación máxima de 12 grados.

El movimiento angular de los brazos se podrá operar de forma global (Todos los brazos realizan el mismo movimiento) o independiente (Cada brazo dispone de un movimiento autónomo).

La máquina/atracción dispondrá tanto de medidas de seguridad mecánicas como electrónicas.

Se ajustará a la normativa pertinente a nivel internacional.

### 1.3. VIDA DEL PRODUCTO.

En proyectos relacionados con la construcción y/o modificación de atracciones de feria, la estimación de la vida útil se deriva directamente de la estimación de vida para maquinaria industrial. Esta vida útil es considerada para maquinaria y equipos en general de 15 años.

Aun siendo considerada una vida útil de 15 años para la maquinaria industrial, en base a la experiencia y trabajo de la empresa se considera una vida útil de 18 años. Determinándose dos periodos diferenciados.

Durante los 12 años siguientes a la puesta en marcha o industrialización del producto, dicho componente se considera como pieza de primer equipo. Esta distinción indica que la empresa debe ser capaz de hacer frente a cualquier demanda de esta pieza en cualquier momento.

A partir del decimotercer año de vida del producto, el producto se considera como "recambio", de manera que las demandas suelen bajar en picado. En este estado final el fabricante debe ser capaz de suministrar piezas durante 5 años más.

Si sumamos los dos períodos de tiempo, obtenemos un período total de 18 años de vida útil.

## 2 OBJETIVOS Y ALCANCE DEL DISEÑO

### 2.1. ASPECTOS TEÓRICOS.

Diferenciaremos los objetivos y el alcance del diseño del presente TFG.

Los objetivos del proyecto quedan definidos en la siguiente lista:

- Diseñar un producto que cumpla con todos los requisitos técnicos, legales y de seguridad exigidos por el cliente y por la normativa correspondiente.
- Desarrollar en 3D los componentes de la atracción mediante un programa de diseño paramétrico (Solidworks), para su posterior aprobación o adaptación a otros diseños.
- Realizar un proyecto técnico que sirva de base para la posterior producción y comercialización del producto.
- Realizar un diseño simple y económico, minimizando el número de componentes así como su variabilidad.
- Realizar un diseño seguro, con medidas de seguridad redundantes. A prueba vandalismo, fallos humanos y complicaciones mecánicas.

Una vez definidos los objetivos de este trabajo pasamos a definir el alcance del mismo. El alcance del proyecto incluye aspectos tan diversos como:

- Diseño 3D de los principales elementos que compondrán la máquina.
- Selección del sistema encargado del movimiento de la máquina.
- Elección y justificación de la alternativa constructiva más factible y viable en todos los aspectos.
- Validación teórica (simulación) del diseño escogido.
- Estudio económico del proceso de fabricación.
- Presentación del diseño definitivo.

### 2.2. FUNCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DEL PRODUCTO.

Una vez definidos los objetivos y el alcance de nuestro trabajo, clarificaremos la función práctica de la máquina que pretendemos diseñar.

La función última que busca proveer una atracción de feria es el entretenimiento y diversión segura de niños y adultos. Al tiempo trata de ofrecer rentabilidad y bajos costes de mantenimiento al feriante o propietario de la máquina.

Dichas funciones son alcanzables mediante un diseño óptimo y un funcionamiento adecuado del producto. La máquina estará compuesta por los siguientes elementos estructurales: base (Fig.2.), columna (Fig 3 y 4), brazos (Fig.5), bloque central pentagonal (Fig.6), carrozas.

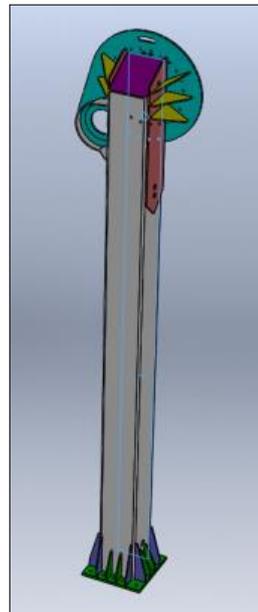
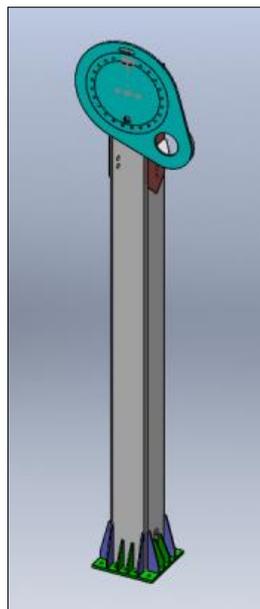
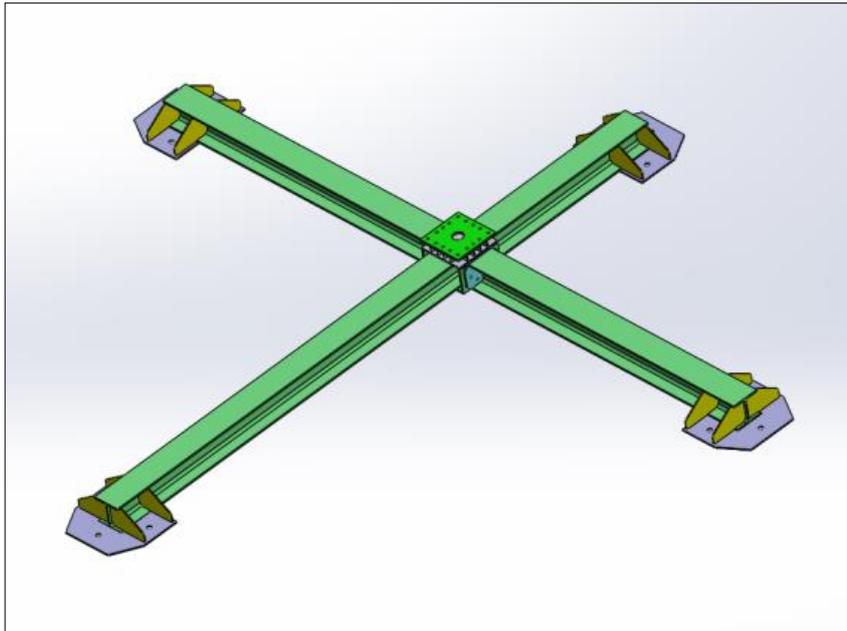


Figura 2. Cruz de base.

Figura 3. Columna frontal.

Figura 4. Columna trasera.

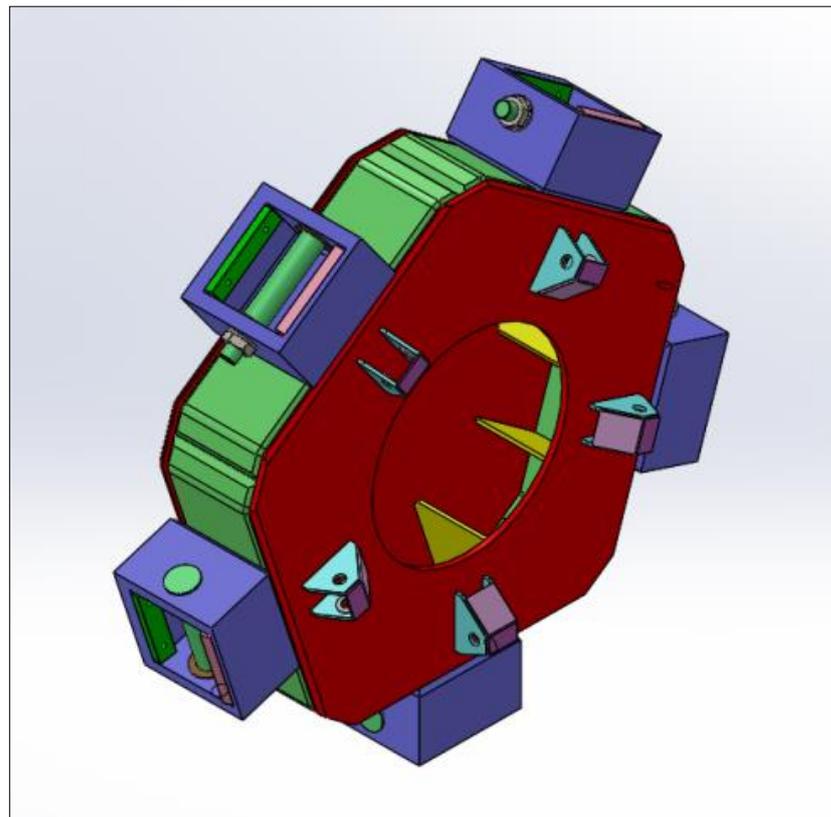
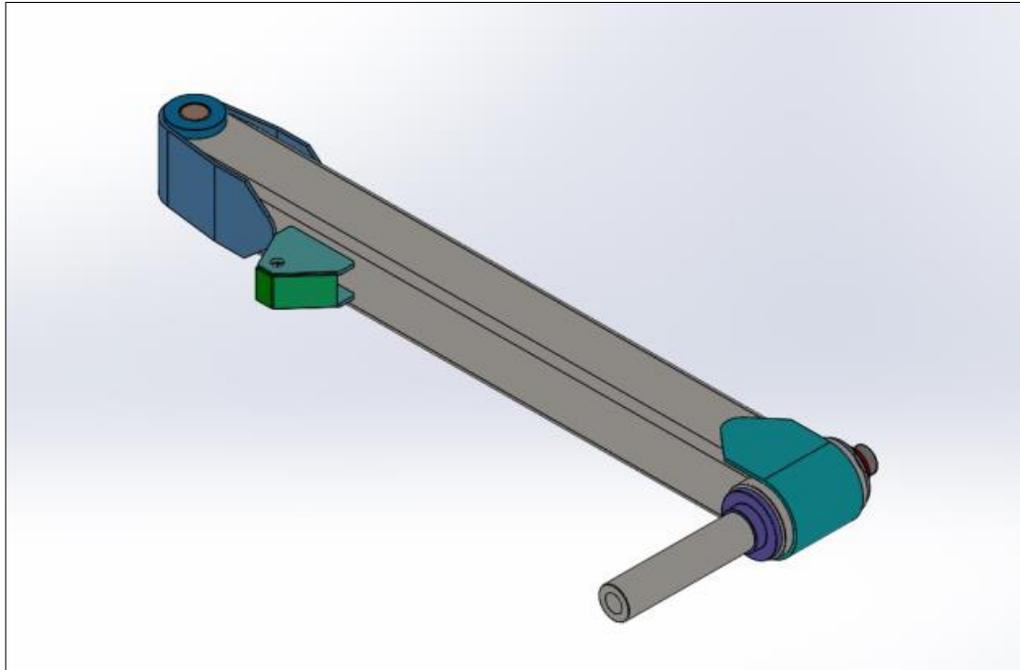


Figura 5. Brazo.

Figura 6. Bloque pentagonal central. "Centrino".

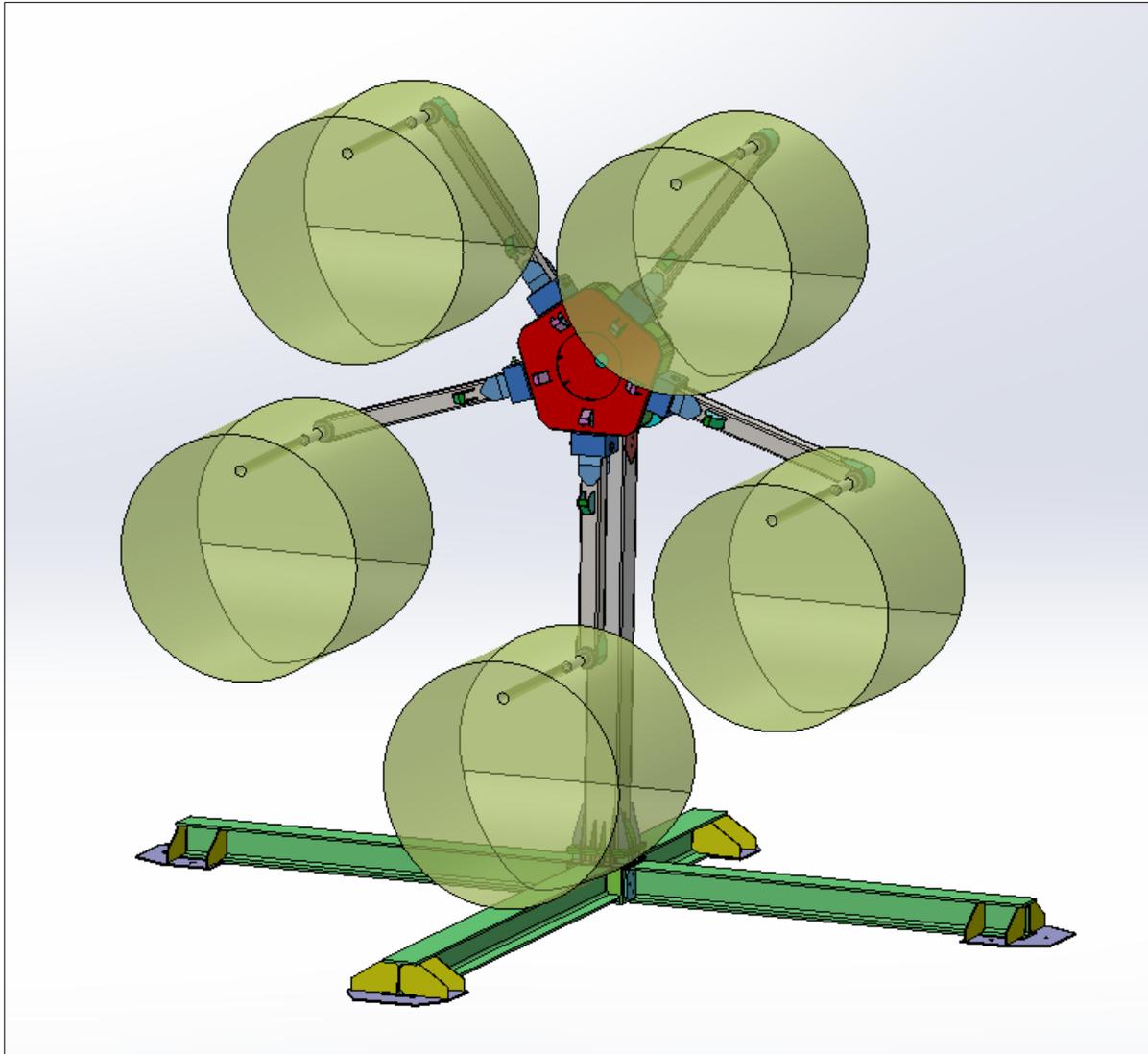


Figura 7. Vista conjunto.

Se dispondrá de 5 brazos unidos al bloque pentagonal central, dichos brazos solidarios al bloque central describirán un movimiento de rotación respecto a un eje perpendicular al bloque central. El bloque central quedara unido mediante una corona dentada giratoria accionada por un piñón unido a un conjunto motor-reductor. Cada brazo dispondrá de un movimiento relativo de  $10^\circ$  hacia adelante respecto el bloque central. Las carrozas unidas al extremo de los brazos podrán realizar un movimiento oscilante amortiguado respecto a la articulación con el brazo.

El funcionamiento consistirá en que una vez accionado el botón de marcha y tras la verificación automática de que los sistemas de seguridad están en condiciones de actuar correctamente, se inicia la marcha.

Las carrozas y los brazos describirán un movimiento de rotación respecto al eje principal de la máquina. La rotación será en sentido anti horario y con una velocidad de giro inferior a 10 rpm. Manteniéndose el movimiento descrito, de forma automática o bajo orden del operador los brazos accionados mediante cilindros hidráulicos se podrán adelantar 10 grados desde la perpendicular al suelo. De este modo la base de las carrozas se inclinará a su vez 10 grados, permitiendo al usuario estar inclinado hacia el cielo cuando su carroza se sitúe en el punto más bajo del giro e inclinación hacia el suelo cuando se encuentre en el punto más alto.

## 3 ANÁLISIS DE ENTORNO Y MERCADO

### 3.1. ANTECEDENTES.

El sector de las atracciones de feria se encuentra en constante evolución, el usuario demanda nuevas y mejoradas maquinas que le proporcionen sensaciones diferentes. Desde la placidez de un paseo en el clásico carrusel de caballos hasta las más modernas y excitantes montañas rusas.

Desde Sartori Rides S.L.U. se sigue la evolución del mercado y se encuentra un hueco en el mismo que no ha sido cubierto. Se percibe la baja evolución las atracciones infantiles. Reproduciéndose diseños sencillos y continuistas., basados en funcionamientos puramente electromecánicos, de un grado de libertad. Las norias observadas solo disponen movimiento de rotación, disponiendo al usuario sentado en el sentido de giro de la noria o de frente hacia una vista panorámica.

Si bien es un modelo ampliamente probado y consistente en ventas, un movimiento adicional supondría un elemento diferenciador de cara al usuario y al cliente. Mediante la adición de un sencillo sistema hidráulico se genera el nuevo movimiento, proporcionando un mayor atractivo y diferenciándose de la competencia.

### 3.2. BENCHMARKING (ANÁLISIS DE LA COMPETENCIA).

Previo al desarrollo del proyecto se decide realizar un pequeño análisis de Benchmarking. Para conocer que está haciendo el mercado y los principales competidores en fabricación de maquinaria para atracciones de feria.

Se define benchmarking como:

“El proceso mediante el cual se recopila información y se obtienen nuevas ideas, mediante la comparación de aspectos de tu empresa con los líderes o los competidores más fuertes del mercado.”

El benchmarking implica aprender de lo que está haciendo el otro y entonces adaptar sus propias prácticas según lo aprendido, realizando los cambios necesarios, no se trata solamente de copiar una buena práctica, sino que debe de efectuarse una adaptación a las circunstancias y características propias.

Los objetivos que se persiguen mediante este tipo de análisis son ganar ventaja en áreas fundamentales como en:

**Nivel de calidad:** El valor creado sobre un producto, teniendo en cuenta su precio y los costes necesarios para su fabricación y venta.

**Productividad:** Las empresas comparan cuánto producen y cuánto consumen para obtener esa cantidad con el objetivo de comparar eficiencia en los procesos.

En base a estas premisas se selecciona un área del sector concreto “Family Rides” y se observan los productos ofertados por 4 compañías líderes del sector, comparando diseño y funcionalidad del producto.

Las compañías seleccionadas son fabricantes italianos que suponen competencia directa con Sartori Rides s.r.l. Sanaliza su catálogo comercial a través de las correspondientes páginas web.

### SBF Visa Group :



Figura 8. Noria del fabricante SBF Visa Group. Diseño esferas.



Figura 9. Noria del fabricante SBF Visa Group. Diseño carrocería.



Figura 10. Noria del fabricante SBF Visa Group. Diseño barcos.

**ZAMPERLA:**

Figura 11. Noria del fabricante Zamperla.



Figura 12. Noria del fabricante Zamperla .

<b>Longitud</b>	10 m (32' 10")
<b>Ancho</b>	4,5 m (14' 9") o 5 m (16' 5") en el modelo camión
<b>Altura</b>	11,5 m (37' 9")
<b>Número de asientos</b>	24 niños.
<b>Capacidad por hora</b>	480 pph
<b>Altura mínima de pasajero</b>	105 cm (42") Sin acompañante
<b>Versión</b>	Fijo y modelo en camión.

**MONCIGOLI RIDES:**

Figura 13. Noria del fabricante Moncigoli Rides.



Figura 14. Noria del fabricante Moncigoli Rides.

<b>Base</b>	5,57 x 4,788 m (18' 3" x 15' 8") o 8,70 x 4,788 m (28' 7" x 15' 8")
<b>Altura</b>	4,80 m (15' 9") o 6,79 m (22' 3")
<b>Número de asientos</b>	24 niños
<b>Number de carrozas</b>	6
<b>Capacidad por hora</b>	480 pph
<b>Altura mínima pasajero</b>	90 cm (36") Sin acompañante

**FABBRI GROUP**

Figura 15. Noria del fabricante Fabbri Group.

<b>Modelo</b>	<b>Altura</b>	<b>Asientos</b>	<b>Capacidad por hora</b>
<b>Ferris Wheel 10®</b>	10 m [32']	8x4 = 32	nn

Analizo también un fabricante chino que comercializa norias similares a las descritas en este proyecto.

**CHINA RIDES:**

Figura 16. Noria del fabricante China Rides. Modelo Mini Ferris Wheel.



Figura 17. Noria del fabricante China Rides. Modelo Mini Ferris Wheel.

Modelo	Altura	Nº de cabina	Capacidad	Potencia
Mini ferris wheel	6m	6	12	5.5kw

Observando el mercado y la competencia de Sartori Rides podemos constatar tres tipos de norias, las de brazos con disposición frontal, las de dos brazos y aquellas que tienen carrozas a ambas caras de la máquina, permitiendo estas últimas una capacidad de carga mayor.

Se observa a su vez que no hay oferta en el mercado de norias infantiles con accionamientos adicionales o dos grados de libertad.

Es en este nicho donde se pretende introducir una novedad, que permita la diferenciación de nuestra máquina.

## 4 DEFINICIÓN DE LAS PRESTACIONES

### 4.1. REQUISITOS DE DISEÑO.

Tras enumerar de manera general y describir los aspectos básicos de la máquina, hemos de concretar de manera concisa, clara y específica las características técnicas que marcarán el desarrollo del producto. Se adjunta un cuadro resumen con la información necesaria.

### 4.2. CARACTERÍSTICAS GENERALES.

- Accionamiento manual / Automático, tiempo de giro pre programado.
- Seguridades.
  - Botón de paro de emergencia.
  - Bloqueo y detección de cierre de puertas.
  - Cinturón de seguridad en cada asiento.
- Accionado por un único operario.
- Accionamiento de seguridad mediante llave.
- Balanceo de cada brazo independiente del resto. El operario podrá decidir que brazos balancean y cuales permanecen fijos.
- En caso de boqueo la máquina permanecerá energizada hidráulicamente.
- Velocidad variable de giro hasta velocidad máxima de 10 rpm.

### 4.3. PLIEGO DE CONDICIONES.

El pliego de condiciones queda desarrollado e indexado como un documento adicional a esta memoria.

## 5 FASE DE PROTOTIPO

### 5.1. FACTIBILIDAD TÉCNICA Y CONCEPTUAL.

#### 5.1.1. Dimensiones generales

Quedan descritas en el plano C

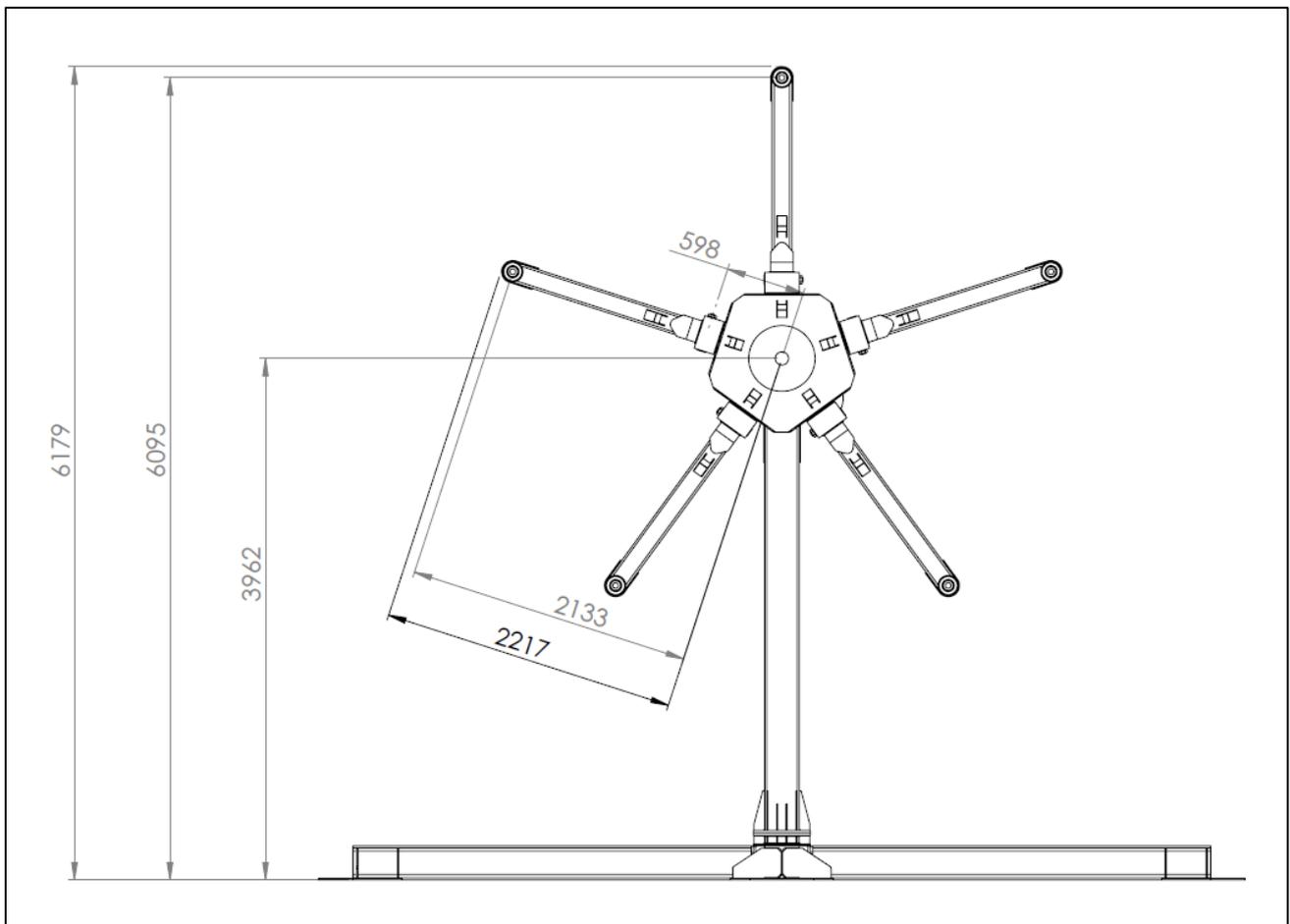


Figura 18. Alzado del conjunto.

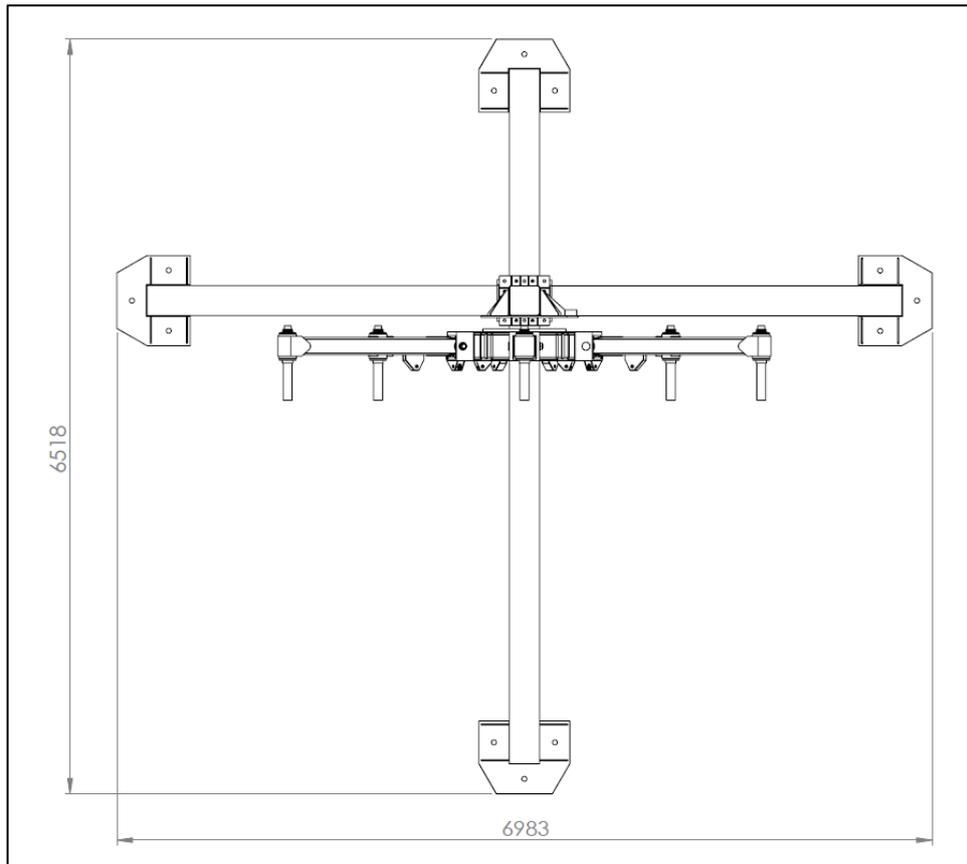


Figura 19. Planta del conjunto.

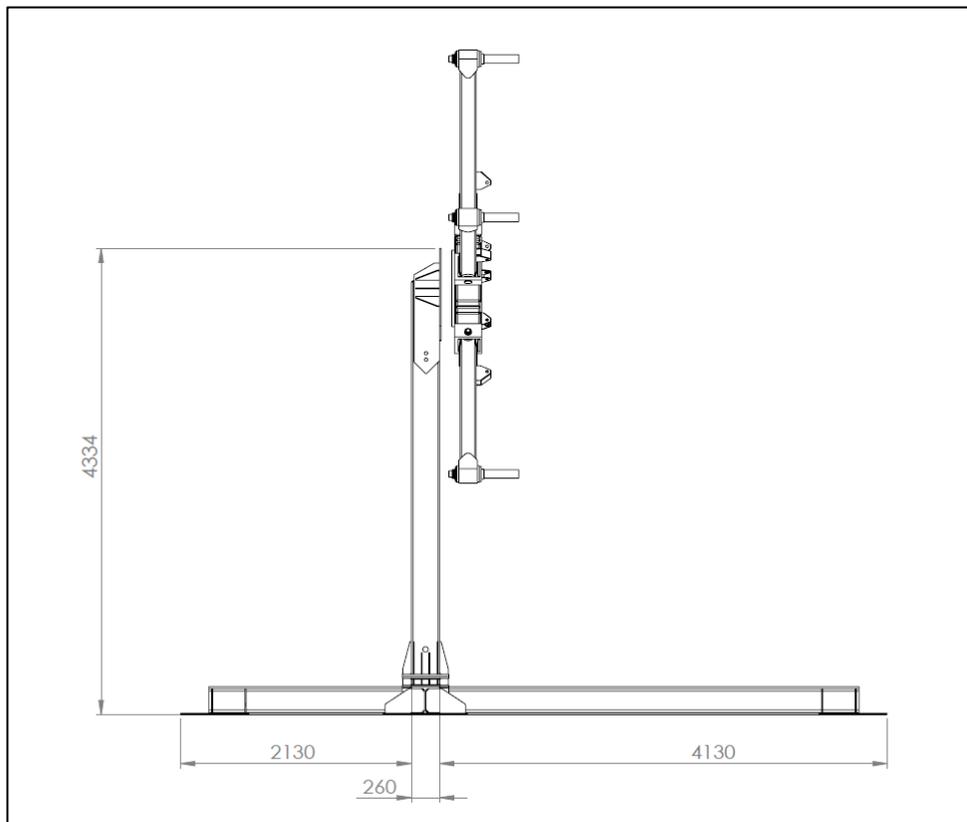


Figura 20. Perfil del conjunto.

### 5.1.2. Modelos de articulación generados .

Para la aplicación del nuevo movimiento se desarrollan y desechan varias ideas hasta llegar al prototipo que se considera más viable y que presenta mayores ventajas. Los diferentes modelos estudiados se muestran en los siguientes puntos.

#### 5.1.2.1. Modelo 0

Estudio previo partiendo de los modelos diseñados en la fábrica (Fig.21-25). Estos se conectan mediante tornillos al bloque central. Se inicia el proceso de diseño añadiendo una articulación sencilla un diseño de brazo (Fig. 26-29).



Figura 21. Bloque central de una antigua atracción.



Figura 22. Brazo de una antigua atracción.



Figura 23,24 y 25. Detalle de soldadura del brazo de una antigua atracción.

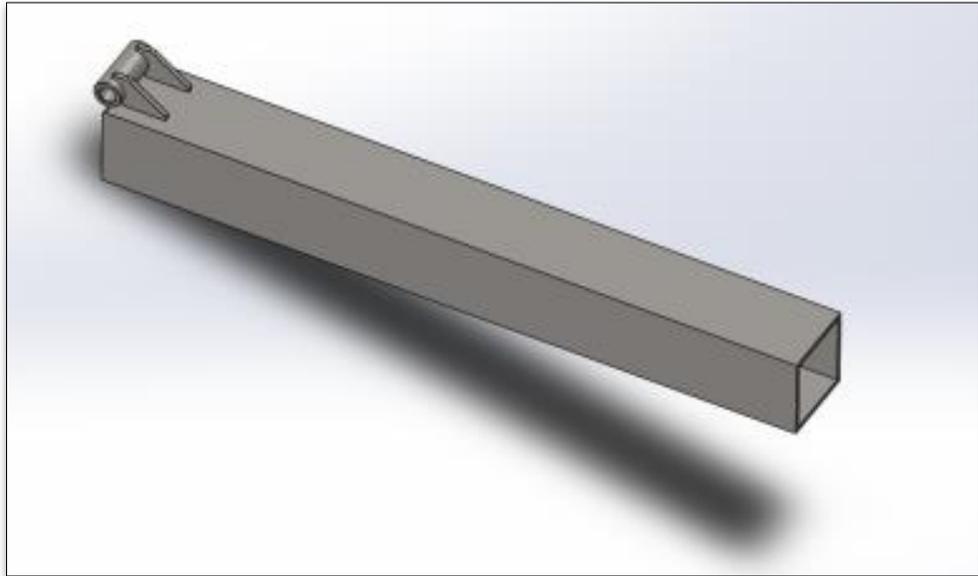
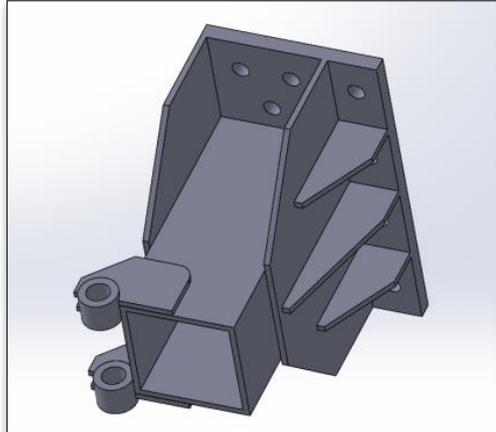
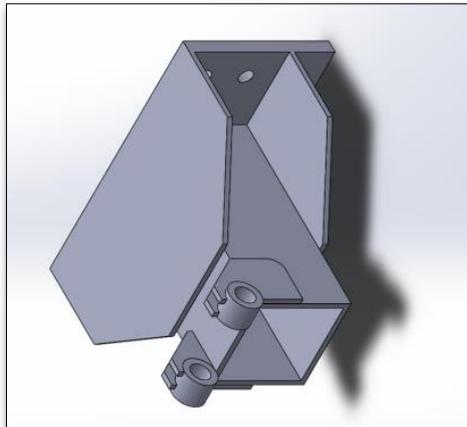
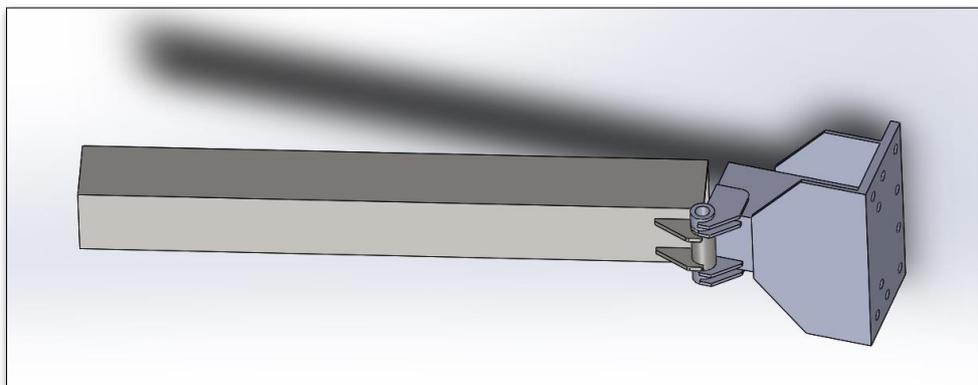


Figura 26. Base del brazo  
1. Modelo 0.

Figura 27. Base del brazo  
2. Modelo 0

Figura 28. Brazo de la  
noria. Modelo 0.

Figura 29. Brazo con base  
del brazo. Modelo 0.



### 5.1.2.2. Modelo 1.

Base unida al “centrino” mediante tornillos, articulación a  $\frac{3}{4}$  partes del brazo. Guía de seguridad.

#### Descripción

Este primer modelo es una modificación del modelo 0 y mantiene una línea continuista con los diseños realizados de los últimos años en la fábrica. En los modelos de brazos fijos, se parte de una base amplia con agujeros para atornillar cada uno de los brazos al bloque central o centrino (Fig. 30 y 31).

Este soporte se fundamenta en una barra soldada a una plancha con agujeros y reforzada con diferentes cartelas. La variación que se añade al brazo es una articulación a  $\frac{3}{4}$  partes de distancia de la longitud total del brazo. Se añade a su vez una guía curva y pasadora que bloquearían el movimiento del brazo en caso de fallo catastrófico del cilindro hidráulico que lo sustenta. Dicha guía iría soldada en los laterales del brazo en su perímetro y mediante un clavo de soldadura.

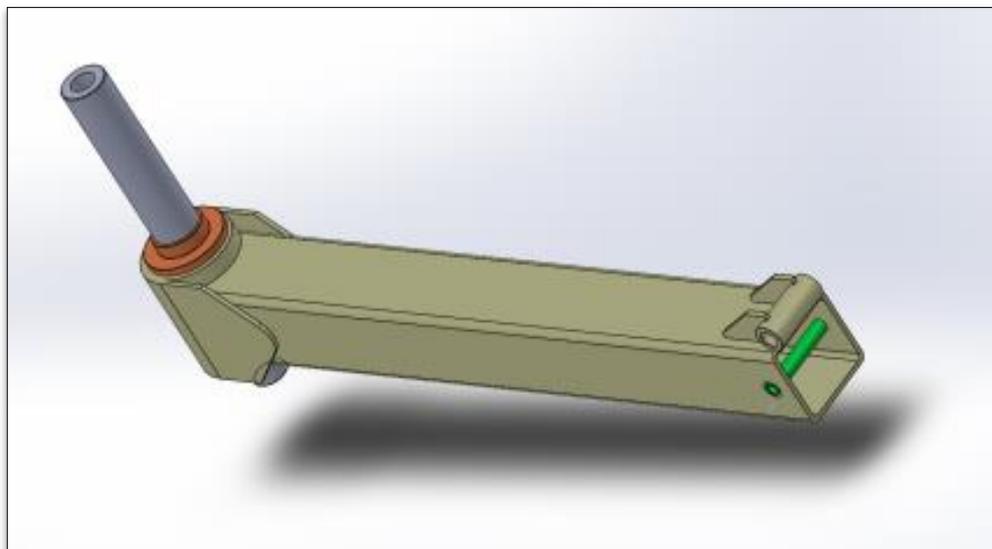
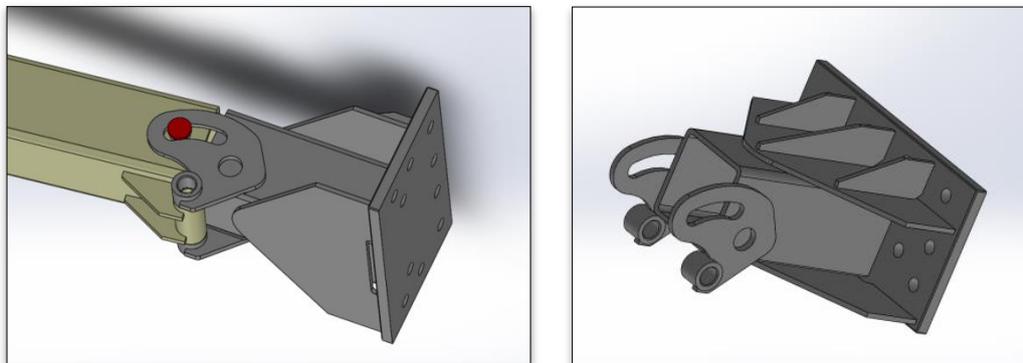


Figura 30. Brazo con base del brazo. Modelo 1.

Figura 31. Base del brazo. Modelo 1.

Figura 32. Brazo. Modelo 1.

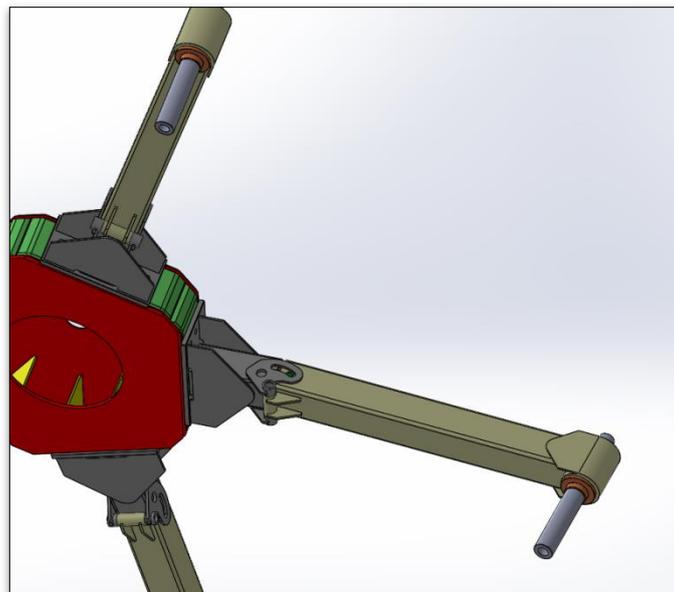
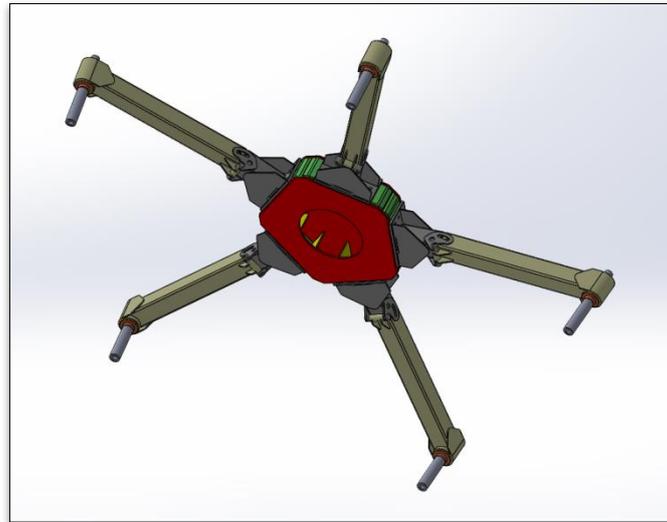


Figura 33. Subconjunto centrino con brazo articulado. Modelo 1.

Figura 34. Detalle subconjunto centrino con brazo articulado. Modelo 1.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sigue la línea de diseño que se usa en la empresa, forma de construir conocida y verificada.</li> <li>• Unión con el bloque central sólida.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Complejidad constructiva de los brazos alta.</li> <li>• Bisagra débil para una articulación que rota.</li> <li>• Longitud excesiva del cilindro hidráulico.</li> <li>• Uso de tornillos como elemento de unión.</li> </ul>

### 5.1.2.3. Modelo 2.

Base 3 bisagras en el centrino, articulación en el centrino. Brazo una pieza. Sin seguridad desarrollada.

#### Descripción

En el modelo 2 se varía el enfoque de la articulación, dejando el brazo completo y añadiendo una bisagra múltiple a la unión del brazo con el centrino (Fig. 35). Este tipo de articulación aporta solidez a la unión centrino-brazo (Fig. 36), ofreciendo mayor superficie de apoyo entre las dos partes de la articulación de la bisagra.

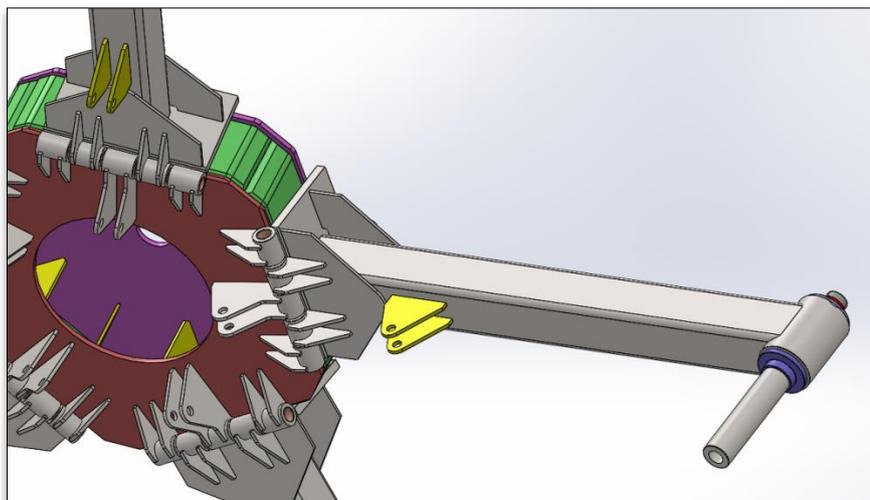
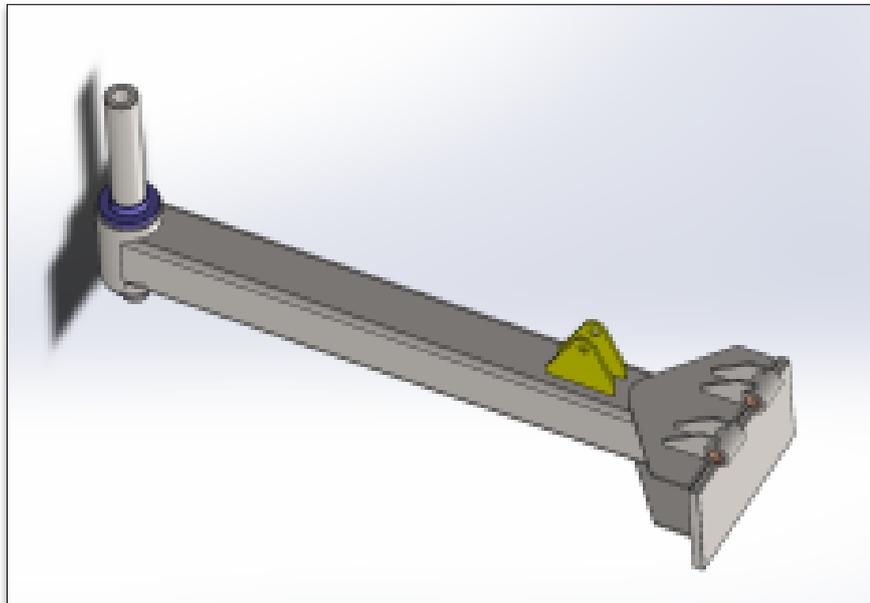


Figura 35. Brazo. Modelo 2.

Figura 36. Brazo y centrino.  
Modelo 2.

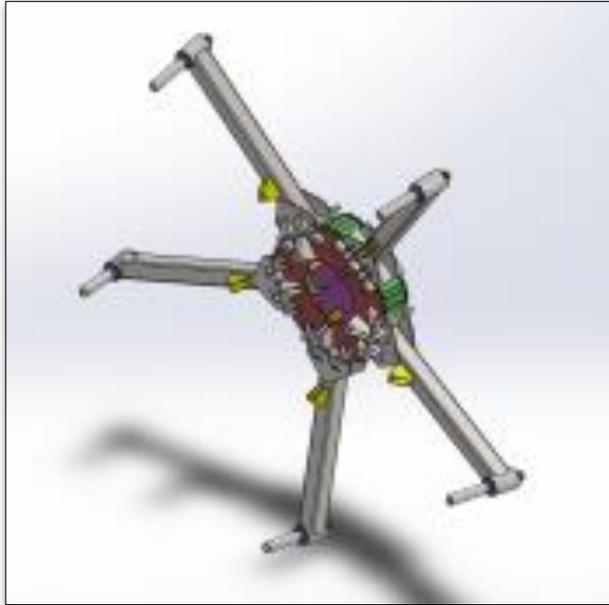


Figura 37. Conjunto centrino y brazos. Modelo 2.

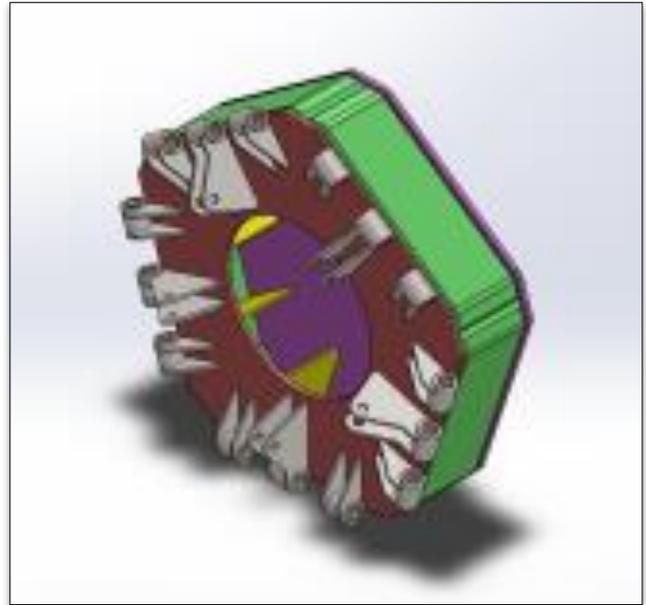


Figura 38. Bloque central o centrino. Modelo 2.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Articulación robusta.</li> <li>• Brazo de una pieza sin articulación que lo debilite.</li> <li>• Diversos puntos de apoyo de las dos partes de la bisagra.</li> <li>• La propia articulación impide el vuelco hacia atrás.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Complejidad mecánica.</li> <li>• Dificultad de alineación de las 5 piezas, excesivas piezas soldadas para alinear con facilidad.</li> <li>• Mayor número de componentes.</li> <li>• El cilindro tiene que salvar la altura de la bisagra.</li> </ul>

#### 5.1.2.4. Modelo 3.

Base soldada al centrino, articulación en U. Topes trasero y delantero.

##### Descripción

En este modelo se opta por simplificar la articulación o bisagra, aumentando el tamaño de la misma para darle más resistencia. La unión mediante brazo y centrino se realiza mediante una única bisagra soldada al bloque central. Se aumenta el diámetro del bulón de sujeción, así como el de casquillos y bisagra.

Dado que se cambia la base de la articulación necesariamente se tiene que modificar la base correspondiente al brazo. Esta pasa a estar constituida por un único cilindro de acero estructural, con un casquillo de bronce técnico ajustado por inferencia. Todo el conjunto va reforzado por una lámina mediante calor y soldada ajustándose al conjunto.

Este diseño dispone de bloqueo en la parte trasera mediante un perfil angular reforzado con cartelas, con un bloque de polímero o caucho de elevada densidad que hace las veces de amortiguador y seguridad pasiva (Fig. 39). Frente al giro hacia la parte de la carroza solo dispone del cilindro como elemento de sujeción y seguridad.

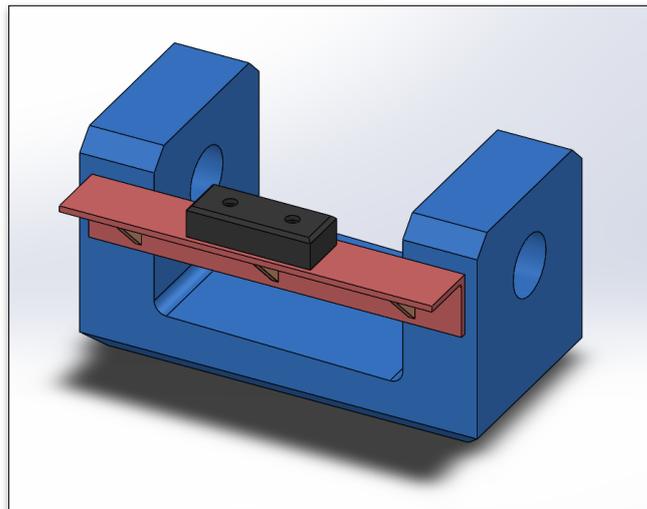


Figura 39. Base articulación, trasera. Modelo 3.

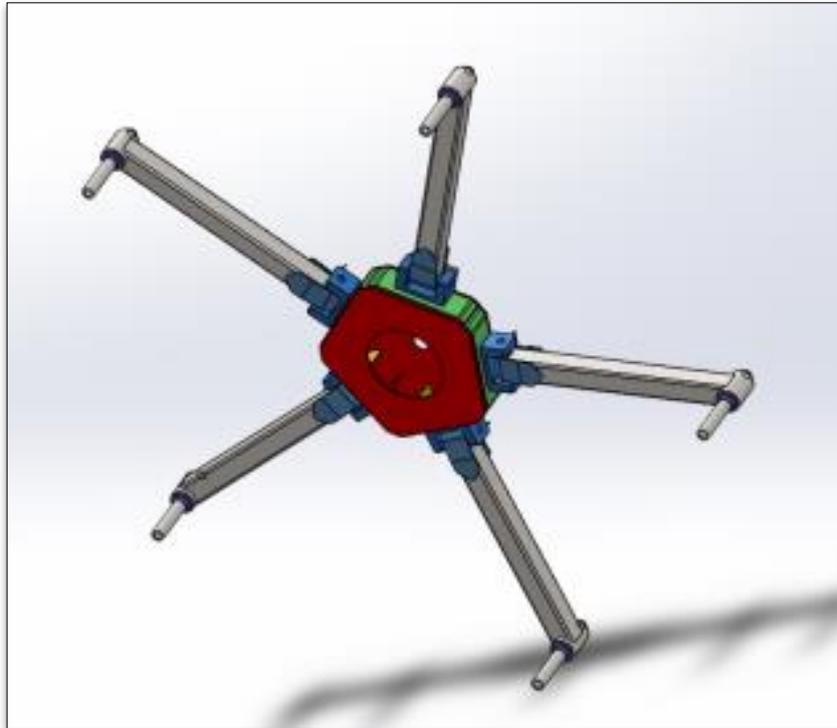


Figura 40. Conjunto centrino, articulación y brazos.

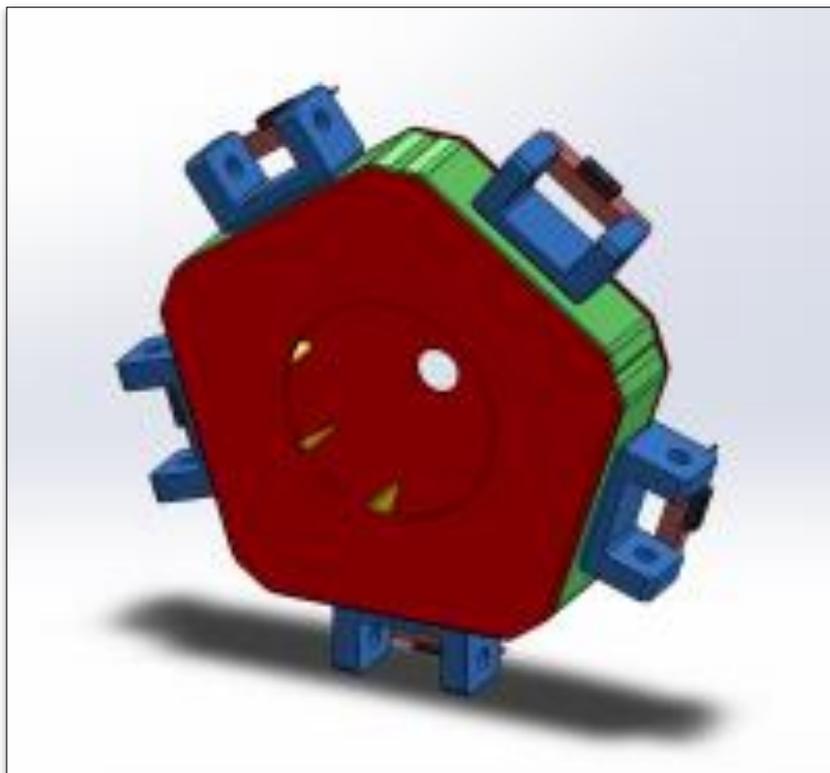


Figura 41. Bloque central o centrino. Modelo 3.

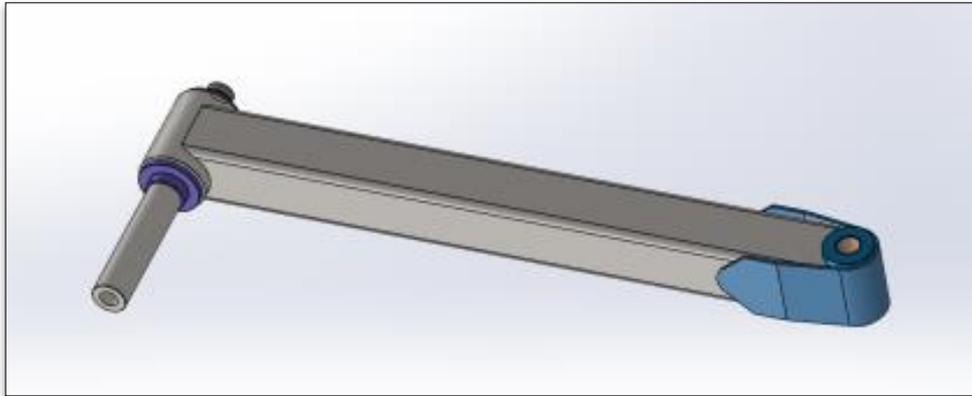


Figura 42. Brazo. Modelo 3.

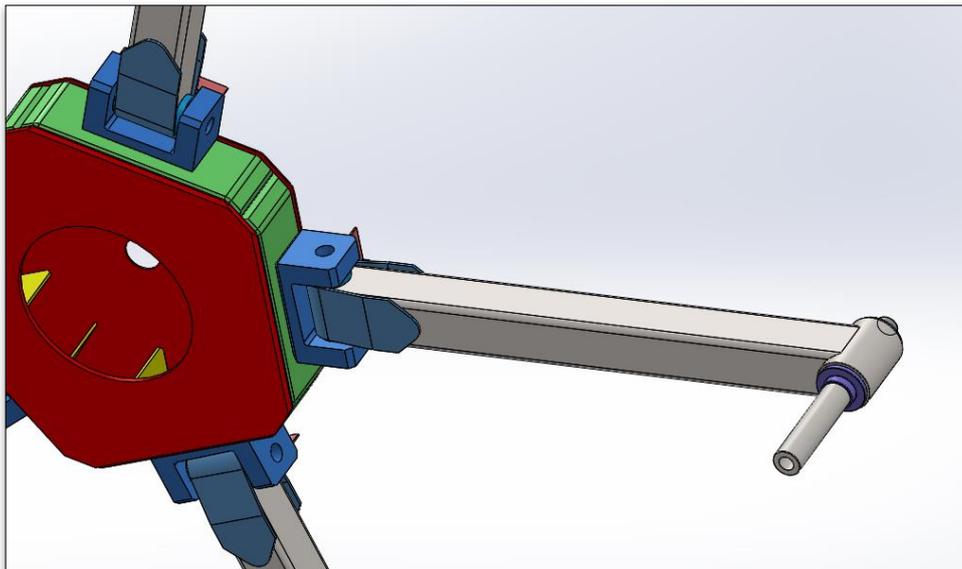


Figura 43. Detalle conjunto centrino, articulación y brazo. Modelo

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Simplicidad mecánica</li> <li>• Menos componentes</li> <li>• Articulación más robusta, bisagra a partir de una única pieza mecanizada.</li> <li>• Unión entre base de articulación y bloque central mediante soldadura. Se genera único componente.</li> <li>• Brazo de una pieza.</li> <li>• Refuerzo en la parte inferior del brazo.</li> <li>• Montaje simple.</li> <li>• Sistema probado y efectivo en excavadoras.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No se implementan seguridades en caso de fallo catastrófico del cilindro.</li> <li>• Menor resistencia a flexión en el eje transversal.</li> <li>• Cierta complejidad mecánica, 6 piezas 3 de ellas soldadas.</li> </ul>

#### 5.1.2.5. Modelo 4.

Base soldada al centrino, bloque con parte trasera abierta seguridad atornillable.

##### Descripción

Siguiendo en la misma línea de diseño que el modelo 3, se modifica ligeramente la base, partiendo igualmente de un único bloque mecanizado se le da una pared adicional que sirve de bloqueo delantero en caso de fallo del cilindro hidráulico. La caja está cortada en su parte interior delantera con un ángulo de  $12^\circ$  que limita el movimiento del brazo más allá de los parámetros de seguridad prefijados.

En la parte trasera se modifica el refuerzo de bloqueo, implementando un diseño más robusto y sencillo constructivamente. A partir de un perfil de tubo estructural rectangular con un rebaje y 4 agujeros se genera. Esta modificación elimina la necesidad de soldar refuerzos a un perfil angular y permite la fijación al bloque mecanizado mediante 4 tornillos en lugar de dos.

El brazo recibe un refuerzo en la parte superior, mediante una lámina curva que irá soldada “empaquetando” el tubo de acero estructural que aloja el eje de la carroza, rodamientos y elementos auxiliares correspondientes.

Se implementa también un sistema de fijación del vástago del cilindro al brazo, este sistema que parte del generado en el modelo 2, reduce su altura y se ve reforzado mediante planchas en el “lomo de las dos orejas” (Fig. 44 y 45).

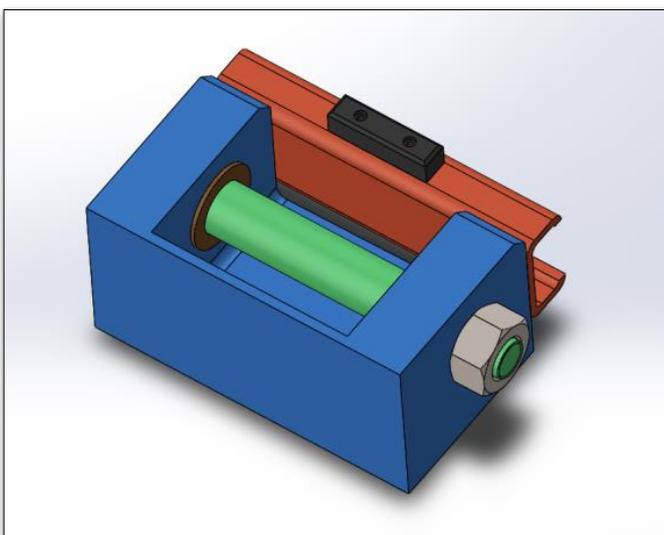


Figura 44. Base de articulación. Frontal modelo 4.

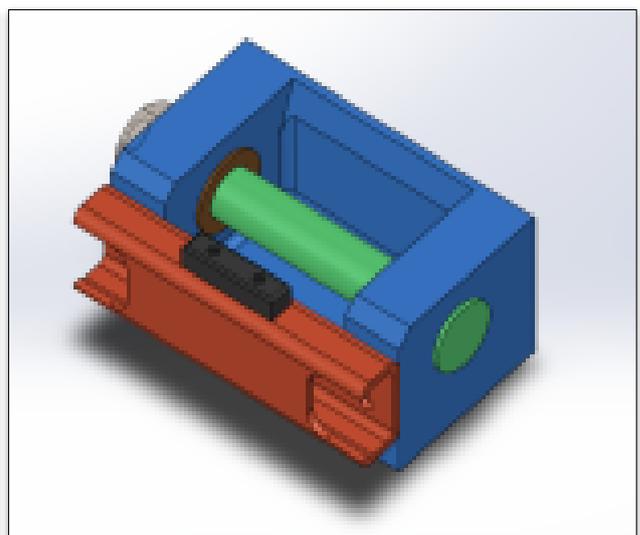


Figura 45. Base de articulación. Trasera, modelo 4.

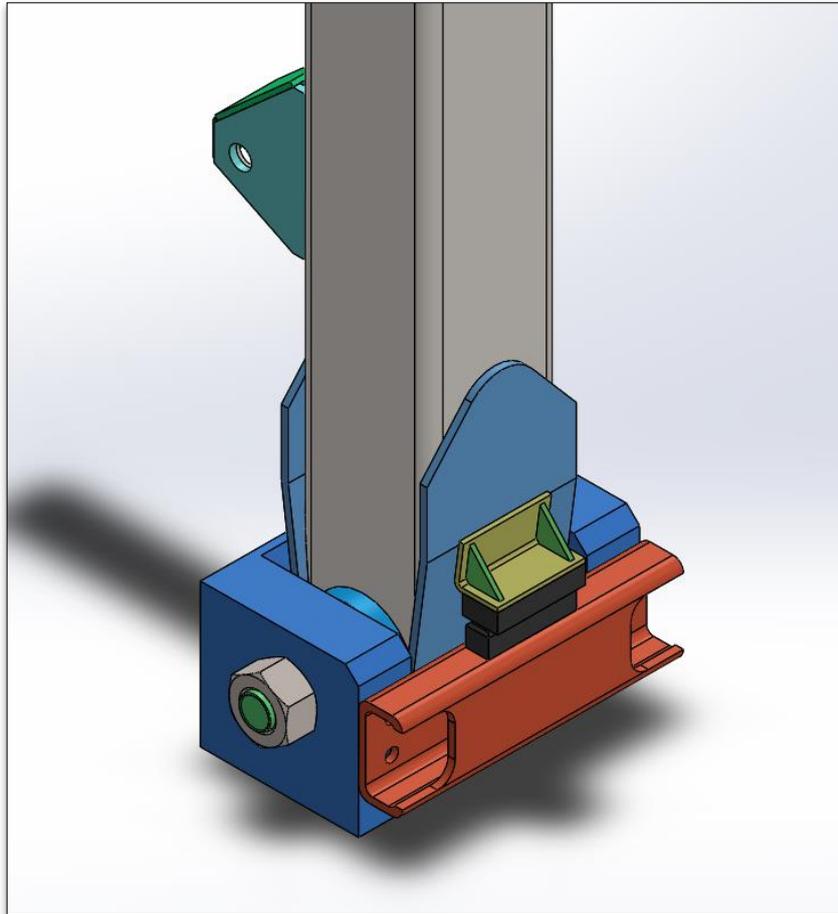


Figura 46. Detalle base de articulación y brazo. Modelo 4.

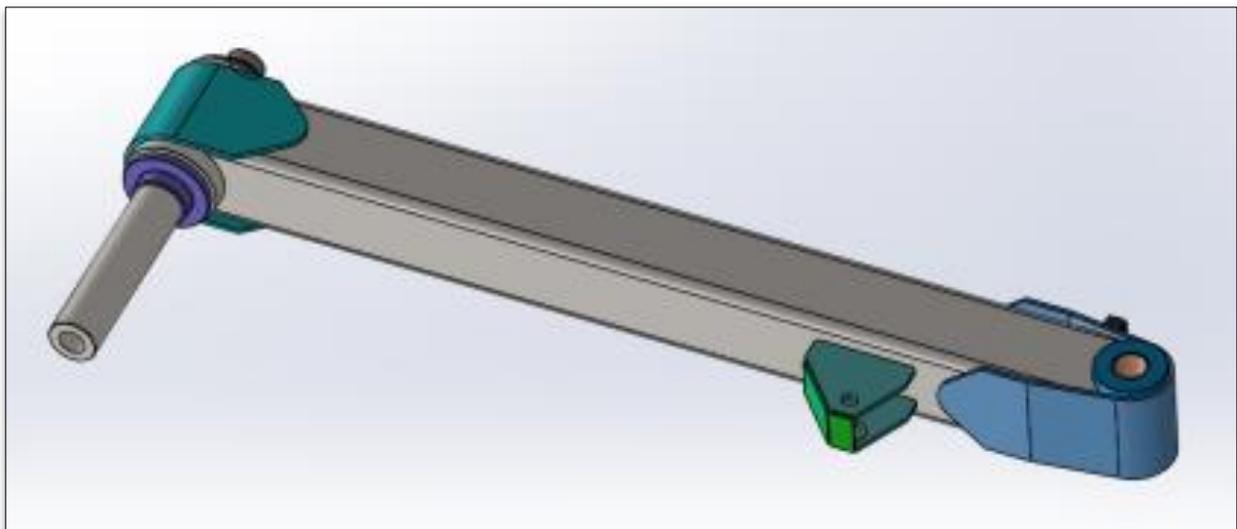


Figura 47. Brazo. Modelo 4.

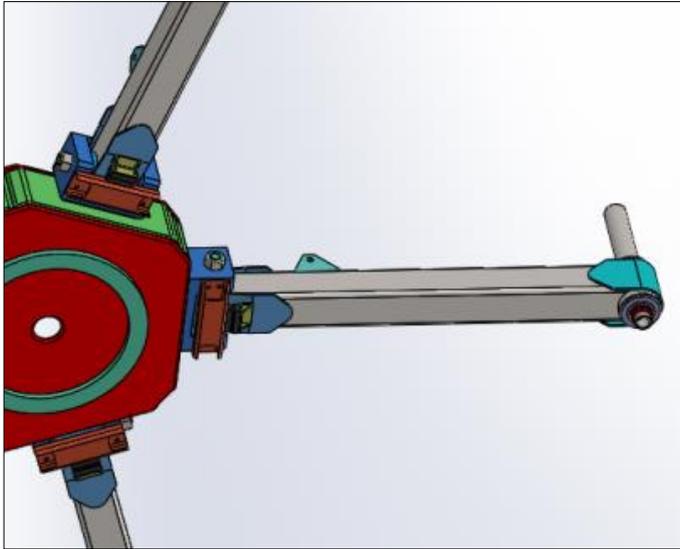


Figura 48. Detalle del subconjunto, centrino, base y brazo. Modelo 4.

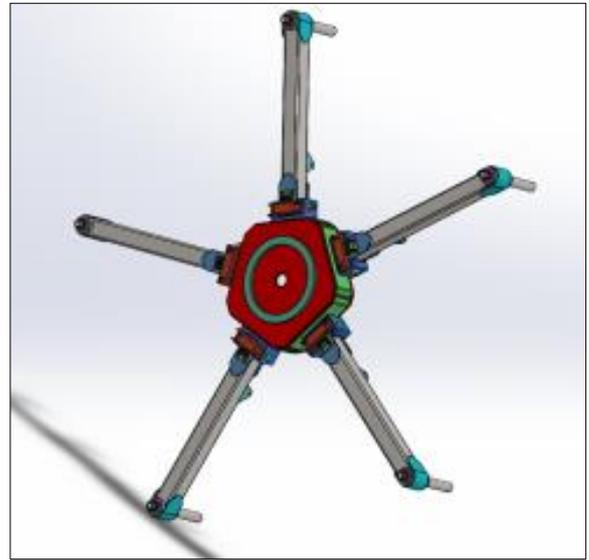


Figura 49. Subconjunto, centrino, base y brazo. Modelo 4.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>• . Simplicidad mecánica.</li> <li>• Reducción de componentes en la base de la articulación, se reducen a 3.</li> <li>• No necesaria soldadura, elementos estructuralmente muy sencillos.</li> <li>• Unión entre base de articulación y bloque central mediante soldadura. Se genera único componente.</li> <li>• Brazo de una pieza.</li> <li>• Refuerzo en la parte inferior del brazo.</li> <li>• Montaje simple.</li> <li>• Soporte articulación cilindro en el brazo reforzado.</li> <li>• Cabeza del brazo reforzada.</li> <li>• Dispone de seguridad pasiva en ambas direcciones de giro del brazo. No podrá oscilar más de 12 grados en ninguna de las direcciones.</li> <li>• Mayor resistencia en el eje transversal.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Unión de bloque base a seguridad trasera mediante tornillos, que pueden ser sometidos esfuerzos cortantes.</li> <li>• Coste superior de mecanizado.</li> <li>• Elemento de bloqueo del movimiento circular hacia atrás soldado al brazo, 3 componentes.</li> </ul>

### 5.1.2.6. Modelo 5 (Elegido)

Base soldada al centrino. Bloque mecanizado, topes atornillados delantero y trasero.

#### Descripción

El quinto modelo es la versión seleccionada de brazo, articulación y centrino. Continúa con las decisiones iniciadas en el modelo tres. Tratando de reducir el número de componentes, simplificar su fabricación, disminuir la cantidad de material aportando seguridad estructural. Otro de los objetivos con esta versión seleccionada consiste en construir de forma que la seguridad pasiva cubra los posibles fallos.

Se reduce la base de la articulación a tres componentes. En bloque central mecanizado interiormente de una sola pieza mucho más resistente. Se elimina la pieza que bloquea el movimiento de rotación hacia atrás. Se eliminan las uniones con tornillo solicitadas (Fig. 50 y 51). Este bloque limita el movimiento de rotación en los dos sentidos de giro, complementado por dos pastillas de caucho o polímero que amortiguan en caso de superar los 12 grados de inclinación. Estos elementos amortiguadores son fácilmente intercambiables y los tornillos que los unen no tienen una función estructural relevante.

Se mantiene el brazo definido en el modelo 4 simplificado (Fig. 52). Al contar con conjunto de base de articulación mejorado se suprime la necesidad de soldar un tope amortiguador al brazo. Con lo que se eliminan componentes y operaciones de soldadura.

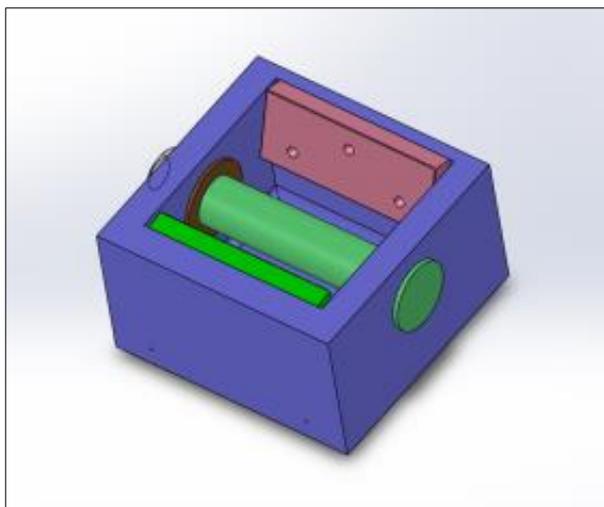


Figura 50. Base articulación. Frontal, modelo 5.

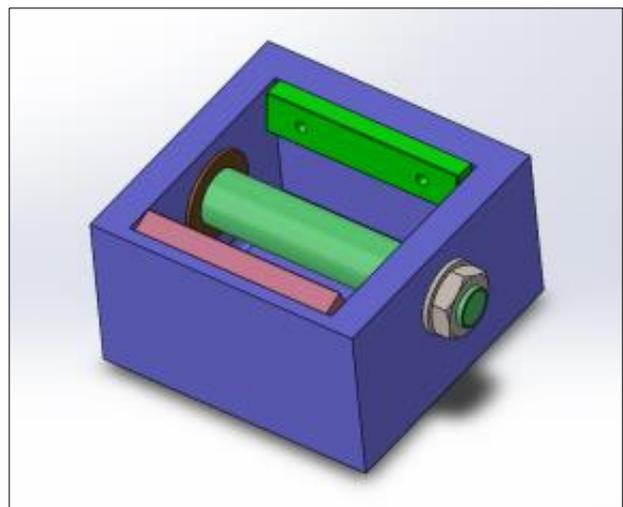


Figura 51. Base articulación. Trasera, modelo 5.

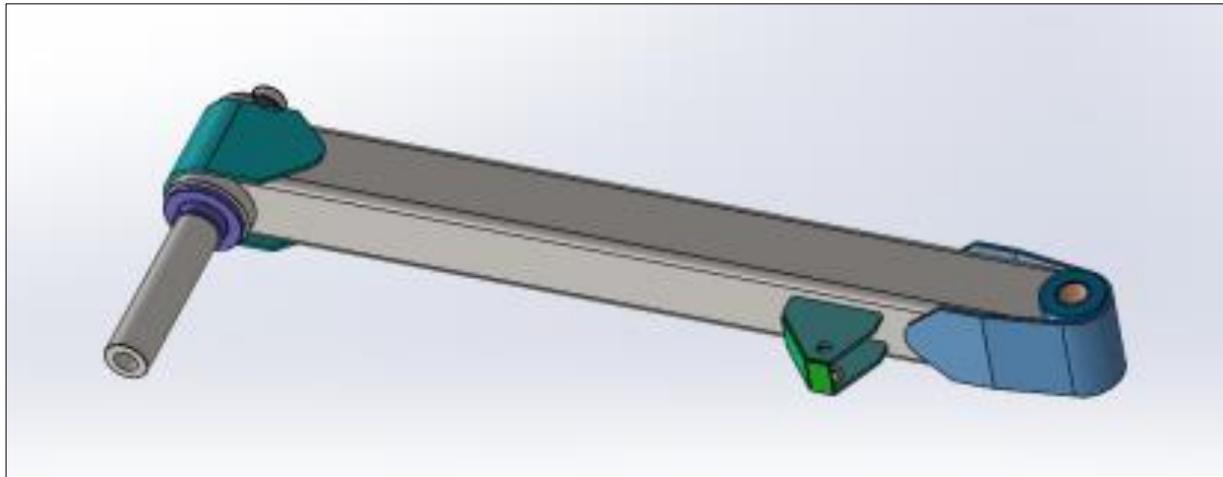


Figura 52. Brazo, modelo 5.

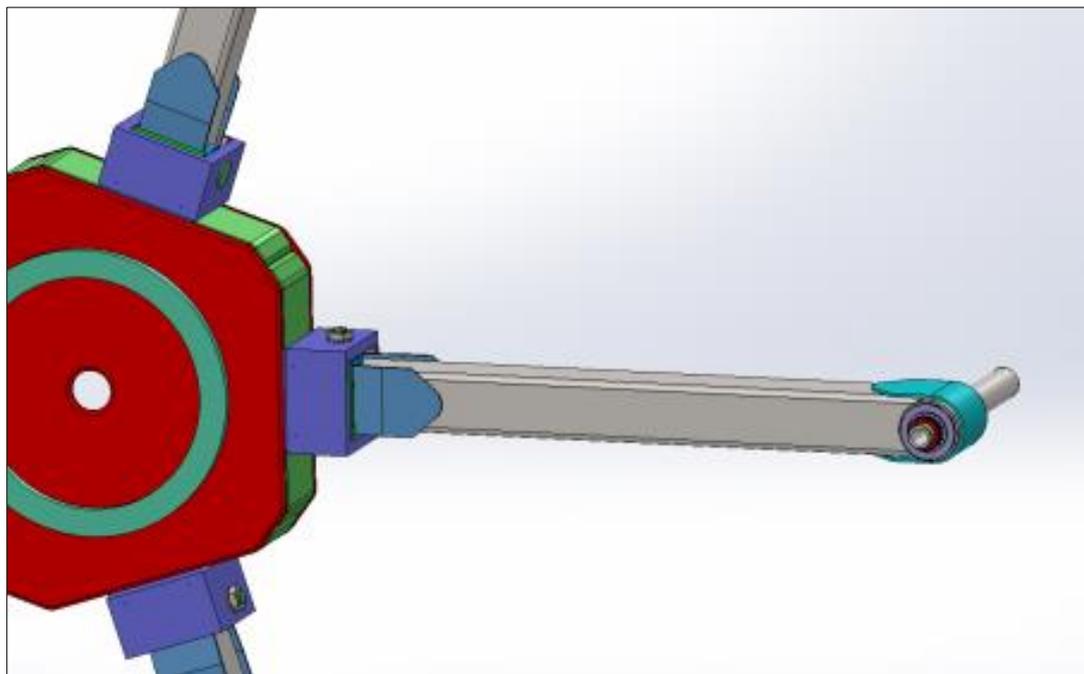


Figura 53. Detalle del subconjunto, centrino, base y brazo. Trasera, modelo 5.

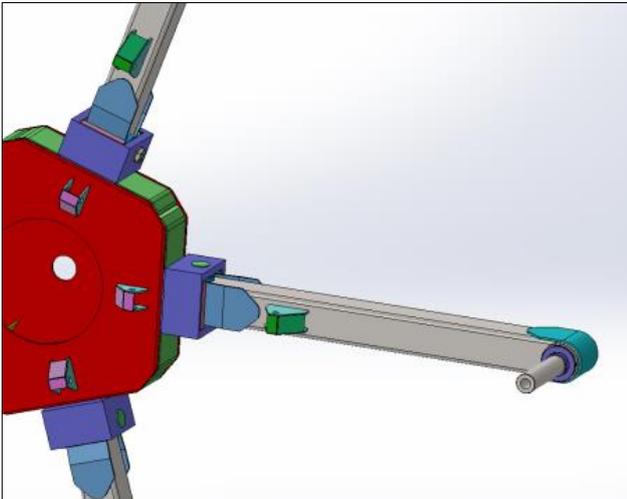


Figura 54. Detalle del subconjunto, centrino, base y brazo. Frontal, modelo 5.

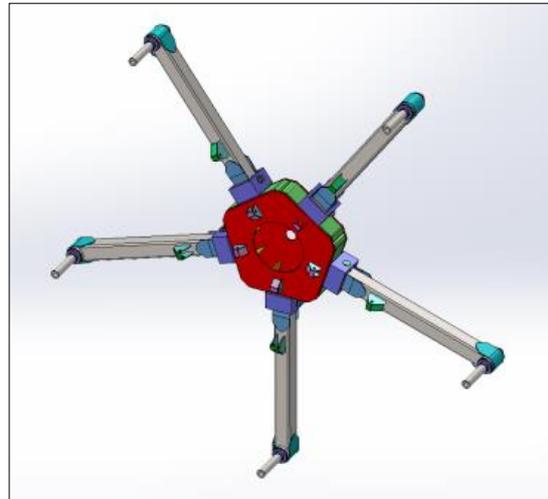


Figura 55. Subconjunto, centrino, base y brazo. Frontal, modelo 5.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Simplicidad mecánica.</li> <li>• Montaje simple, mantenimiento sencillo.</li> <li>• Bloque base aligerado, de una sola pieza.</li> <li>• Mayor resistencia en el eje transversal.</li> <li>• Reducción de componentes en la base de la articulación, solo el bloque base es estructural.</li> <li>• Se elimina el elemento de bloqueo del movimiento circular hacia atrás soldado al brazo, 3 componentes menos.</li> <li>• No necesaria soldadura entre elementos de la base de la articulación.</li> <li>• Unión entre base de articulación y bloque central mediante soldadura, se genera un único componente.</li> <li>• Brazo de una pieza.</li> <li>• Refuerzo en la parte inferior del brazo.</li> <li>• Cabeza del brazo reforzada.</li> <li>• Soporte articulación cilindro en el brazo y en el centrino reforzados.</li> <li>• Dispone de seguridad pasiva en ambas direcciones de giro del brazo. No podrá oscilar más de 12 grados en ninguna de las direcciones. Tacos amortiguadores de fácil montaje.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mayor calidad exigida al material del bloque base</li> <li>• Coste de mecanizado del bloque base alto.</li> </ul>

### 5.1.3. Estudio articulación.

#### Descripción articulación

La articulación que se describe en este apartado es la que otorga el nuevo movimiento a la atracción. Como ya se ha indicado en apartados anteriores, el rango de movimiento permitido es de 0º posición vertical del brazo (Fig. 56), y 12º posición máxima de inclinación del brazo (Fig. 58). En orden de marcha el cilindro que une los puntos b y c, solo permitirá el movimiento de 0 a 10º. En caso de fallo o rotura del cilindro, el brazo volvería a la posición vertical si se encontrase en la parte inferior de la trayectoria descrita en el movimiento de rotación. Y caería hacia delante debido al peso del brazo sumado al de la carroza, quedando bloqueado por las seguridades dispuestas. Estas seguridades detendrían el brazo al alcanzar la inclinación de 12 º, de este modo se garantiza que las carrozas nunca superen dicha inclinación.

Los puntos relevantes que hemos de destacar son los siguientes:

- A. Origen de coordenadas del subsistema base-brazo. Articulación.
- B. Fijación inferior del cilindro
- C. Fijación superior del cilindro.
- G2. Centro de masas del brazo.
- G3. Centro de masas estimado de la carroza.

Se muestran cuatro diagramas donde quedan indicadas las diferentes posiciones que puede adquirir el brazo. Se sitúan a su vez el centro de gravedad c3, el correspondiente a la carroza, en el lugar donde se colocaría a razón de la inclinación del brazo.

Destacamos el brazo inclinado a 12º que si bien no es una posición que debería de alcanzar en orden de marcha, nos permite el cálculo con mayor seguridad de las fuerzas que debe ejercer el cilindro teniendo en cuenta las posibles variaciones de montaje y funcionamiento (Fig. 59).

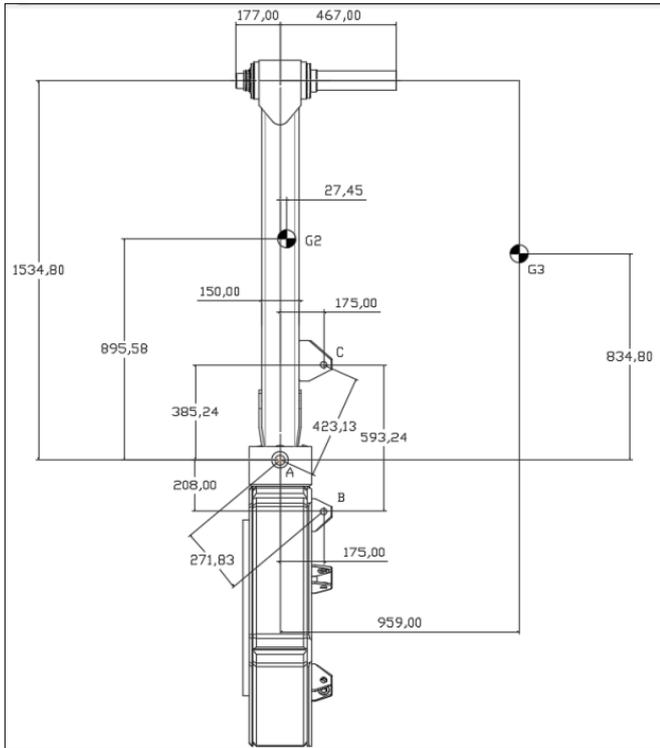


Figura 56. Posición 0º.

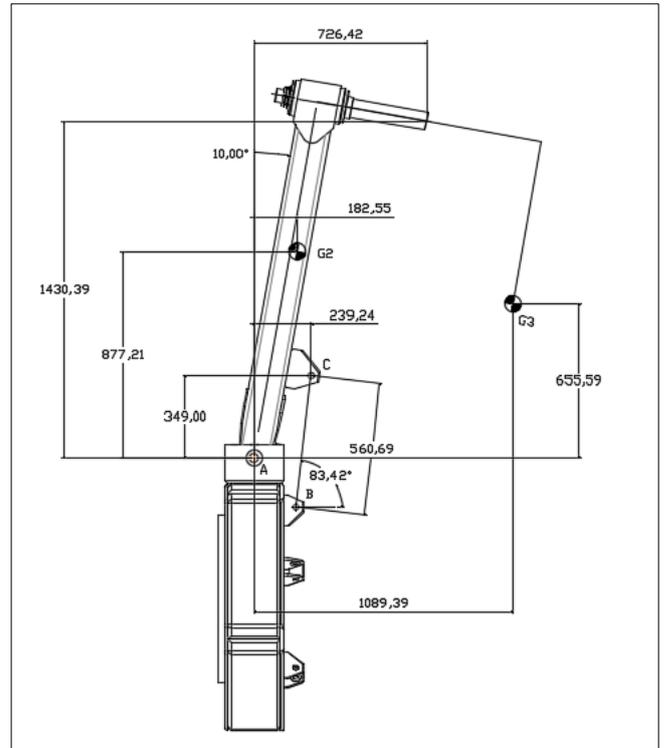


Figura 57. Posición 10º.

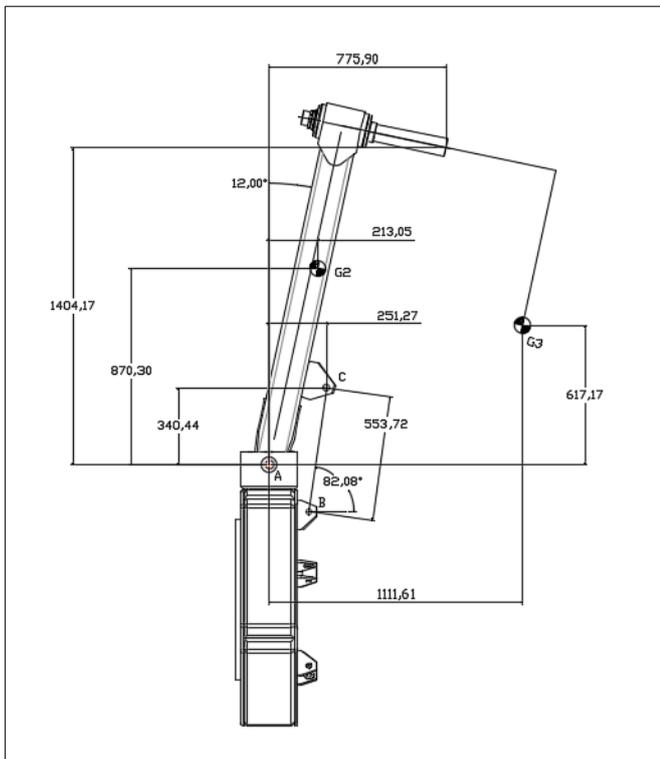


Figura 58. Posición 12º.

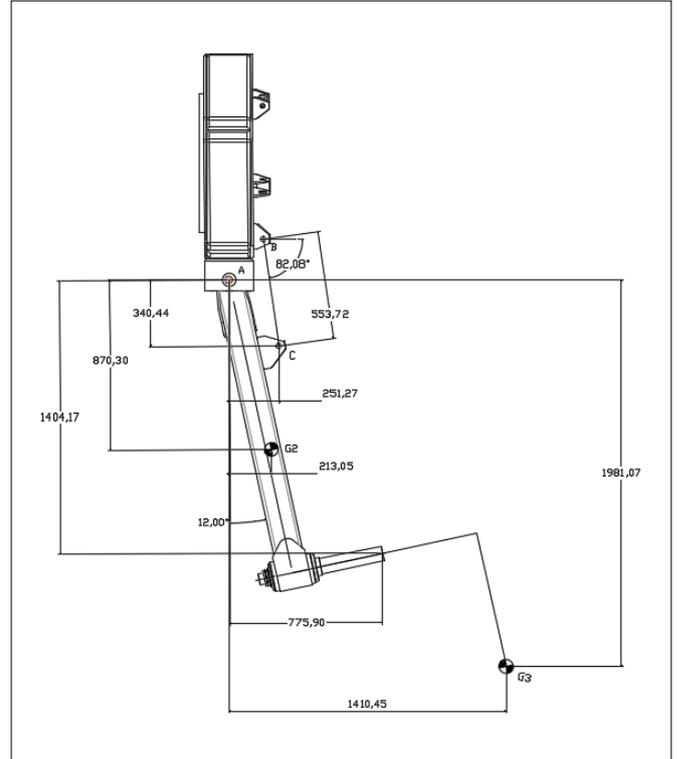


Figura 59. Posición 12º, invertida.

## 5.2. ESTUDIO ERGONÓMICO

Antes de continuar con la definición del prototipo, es interesante desarrollar un breve boceto de la carroza así como estudio ergonómico y de seguridad.

Se esboza un modelo de carroza, con un diseño inicial en forma de avión. La definición del vehículo no pasará de un estudio previo o boceto, ya que es práctica común en la empresa variar el tipo de vehículo para una misma estructura de atracción. Se puede modificar tanto la temática como la disposición de los pasajeros dentro del habitáculo, respetándose las dimensiones generales y manteniendo el peso y centro de gravedad dentro de unos parámetros prefijados. Esta variabilidad permite construir diferentes modelos de atracción sobre una misma plataforma.

La carroza estará constituida por una estructura de acero que sirve de soporte y por una serie de tapas de fibra de vidrio que constituyen el “fuselaje del avión”, podrá ser ocupada por tres pasajeros niños, o por un niño y un adulto. Dispondrá de dos accesos uno por cada lado, cerrados por una barandilla con cierre de seguridad.

Sus dimensiones generales se detallan en el esquema que se ilustra a continuación (Fig. 60).

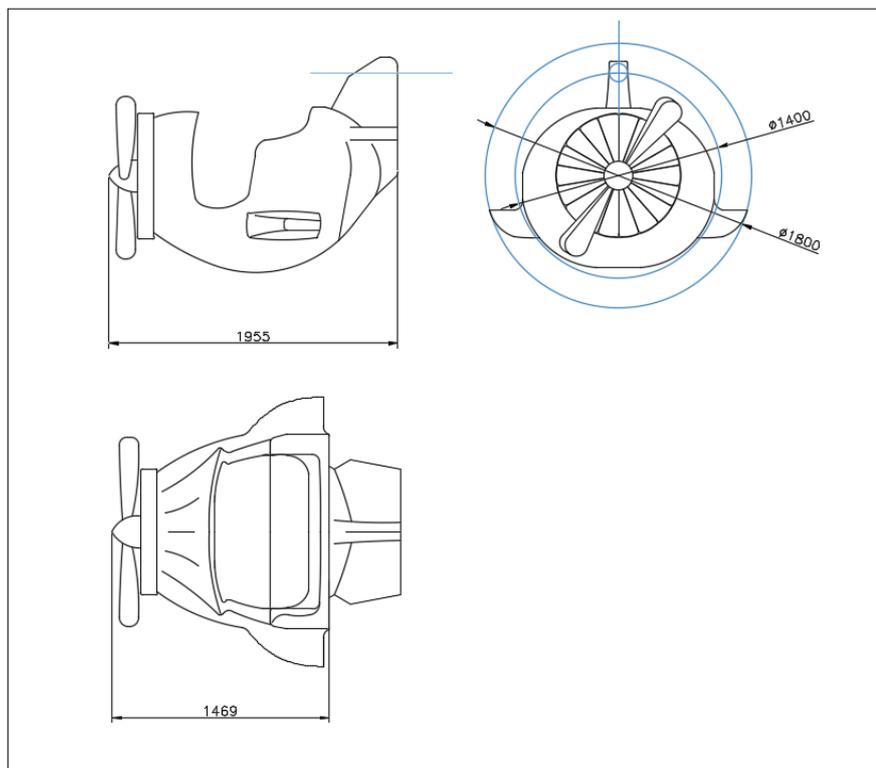


Figura 60. *Vistas vehículo.*

Si observamos el vehículo en vista frontal podemos ver que las dimensiones totales se circunscriben dentro de un círculo de 1.800 mm. Este diámetro está restringido, como se detallará posteriormente, a las limitaciones de movimiento y seguridad impuestas por el conjunto de la máquina. El espacio reservado a los ocupantes estará dentro de un círculo de 1.400 mm. La longitud total del “avión” será inferior a 1.955 mm y estará sujeta a modificaciones posteriores, respetándose siempre la parte delantera, habitáculo y asiento. Y pudiendo reducir la longitud de la carroza quitando la cola, en cuyo caso la longitud quedará reducida a 1.469 mm.

Independientemente de si la carroza se acorta, dispondrá de una lámina de protección trasera. Esta lámina irá decorada acorde a la temática de la atracción y contendrá parte de la iluminación de misma.

En el apartado ergonómico, cabe destacar que el diseño del habitáculo se realiza pensando en niños de altura inferior a 1200 mm y para el uso eventual de adultos. Considerando que la altura de un adulto sentado no supera las dimensiones definidas para el habitáculo. Tanto la altura de la base como la anchura del asiento se proyectan para alojar a niños, habilitando espacio suficiente para las piernas de un adulto en caso de que acompañase a un niño en la atracción.

Se consideran las dimensiones estructurales de un niño como de un adulto. Dichas dimensiones quedan reflejadas en la siguiente tabla para el caso de un adulto.

DIMENSIONES ESTRUCTURALES DEL CUERPO DE HOMBRES Y MUJERES ADULTOS, EN PULGADAS Y CENTIMETROS, SEGUN EDAD, SEXO Y SELECCION DE PERCENTILES															
	A		B		C		D		E		F		G		
	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	
95	HOMBRES	36.2	91,9	47.3	120,1	68.6	174,2	20.7	52,6	27.3	69,3	37.0	94,0	33.9	86,1
	MUJERES	32.0	81,3	43.6	110,7	64.1	162,8	17.0	43,2	24.6	62,5	37.0	94,0	31.7	80,5
5	HOMBRES	30.8	78,2	41.3	104,9	60.8	154,4	17.4	42,2	23.7	60,2	32.0	81,3	30.0	76,2
	MUJERES	26.8	68,1	38.6	98,0	56.3	143,0	14.9	37,8	21.2	53,8	27,0	68,6	28.1	71,4

Se sitúan tres ocupantes niños, teniendo en cuenta el radio de alcance de sus brazos tanto de pie como sentados (Fig.61). Se define un primer círculo de seguridad de 1.979 mm de diámetro abarcando las posibilidades de movimiento del niño sentado.

Se define un segundo círculo de seguridad considerando las posibilidades de movimiento del niño de pie, el diámetro de este segundo círculo es de 2.345 mm (Fig.62).

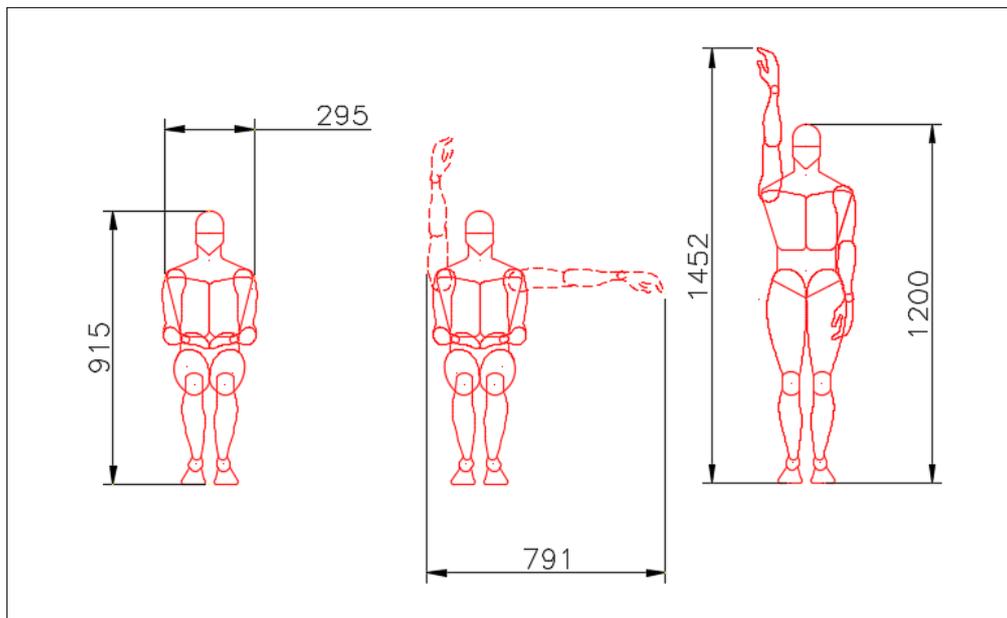


Figura 61. Dimensiones estructurales de un niño.

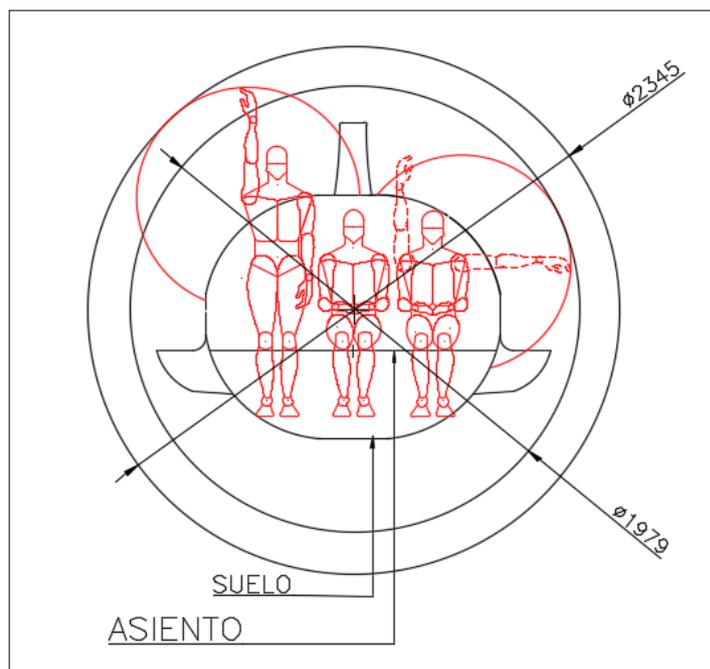


Figura 62. Tres niños dentro del habitáculo, y sus correspondientes radios de alcance máximos.

### 5.3. DISTANCIAS MÍNIMAS DE SEGURIDAD.

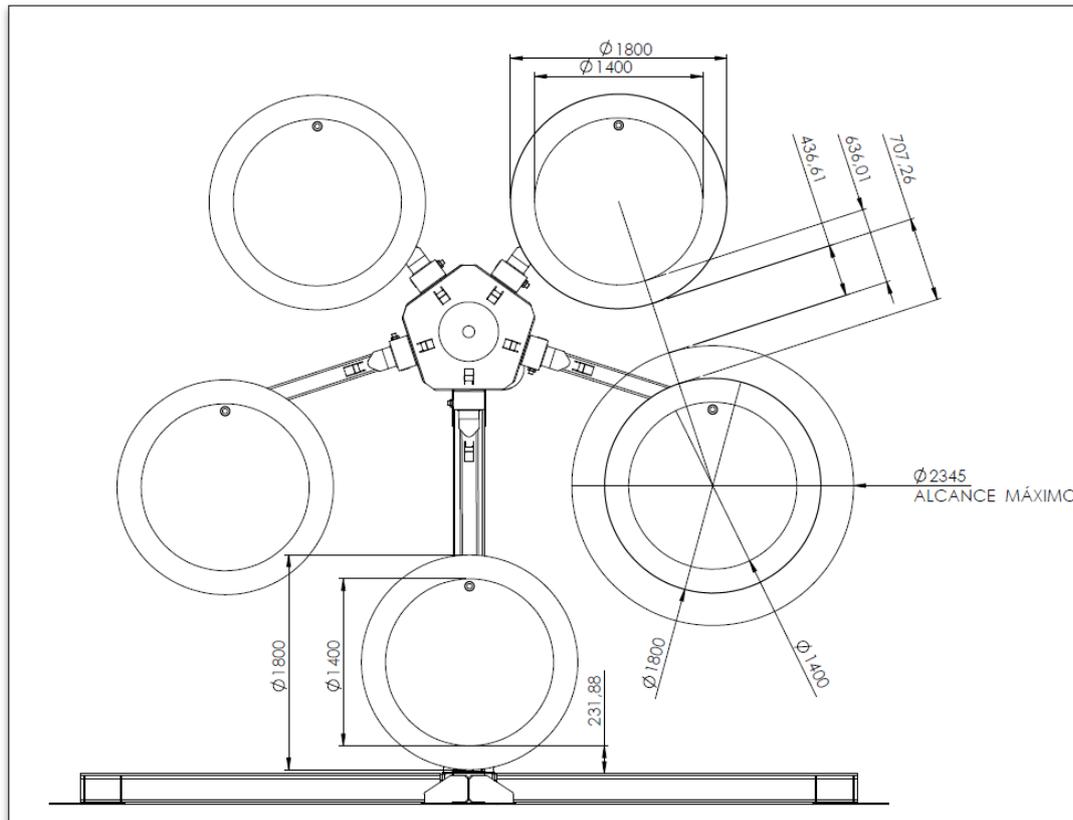


Figura 63. Distancias de seguridad.

La distancia mínima entre el alcance máximo de un pasajero niño, y la base de la carroza superior es de 436 mm haciendo virtualmente imposible que un ocupante pudiera golpear otra carroza o verse lastimado por ella (Fig.63).

La carroza girará sobre su eje, un centro de gravedad bajo hará que el asiento permanezca en posición cercana a la horizontal. Adicionalmente la oscilación de la carroza sobre el eje que la sustenta será controlada por dos amortiguadores de muelles desarrollados para ese uso específico.

### 5.4. ELECCIÓN Y JUSTIFICACIÓN DE SOLUCIÓN CONSTRUCTIVA ELEGIDA.

En este apartado se describen pormenorizadamente tanto el conjunto estructural de la noria, como los diferentes componentes seleccionados. Para definir la columna, el bloque central y la base de la atracción se parte de diseños preexistentes en la oficina técnica de Sartori Rides S.R.L. Tanto la articulación, el brazo y la definición del nuevo movimiento se generan específicamente para esta máquina.

#### **5.4.1. Visión global**

La atracción queda dividida en cinco subconjuntos que serán los subapartados que se desarrollaran a continuación.

A nivel global como se indica en el título de este trabajo, la noria infantil no supera la altura de 8 metros. La altura máxima de la atracción tal y como queda definida en el plano de vistas generales será de 6,18 metros. Su profundidad y su anchura serán de 6,52 y 6,98 metros respectivamente.

Todos los componentes deben de poder desmontarse con facilidad para ser transportado en un contenedor de dimensiones de 40 pies.

La unión de la base con la columna se realizará mediante tornillería cuyo cálculo no forma parte de este trabajo. La unión de los subconjuntos bloque pentagonal central y columna se realizará mediante una corona dentada. Por último la articulación entre el brazo y el bloque pentagonal central viene dada mediante un eje.

Como bien se ha descrito a lo largo del proyecto, el movimiento seleccionado de los brazos respecto al “centrino” describirá un arco en condiciones de funcionamiento de 10°. Esta inclinación es suficiente para generar sensaciones nuevas y diferenciar esta atracción de la competencia, a la vez que no supone esfuerzos excesivos para la estructura.

Si bien inicialmente se opta por controlar el movimiento de los brazos mediante un sistema de seguimiento mecánico o levas, este sistema queda descartado ante las ventajas que supone la instalación de cilindros hidráulicos. La utilidad de dichos componentes permite el movimiento independiente de cada uno de los brazos, aspecto muy difícil de conseguir mediante un sistema puramente mecánico.

No podemos dejar de comentar las carrozas que alojarán a los pasajeros. Este elemento queda definido en el apartado 5. 2. estudio ergonómico y 5.3 distancias mínimas de seguridad, donde se definen las dimensiones generales de la carroza y se determinan las distancias de seguridad y la distancia libre a la base de la atracción.

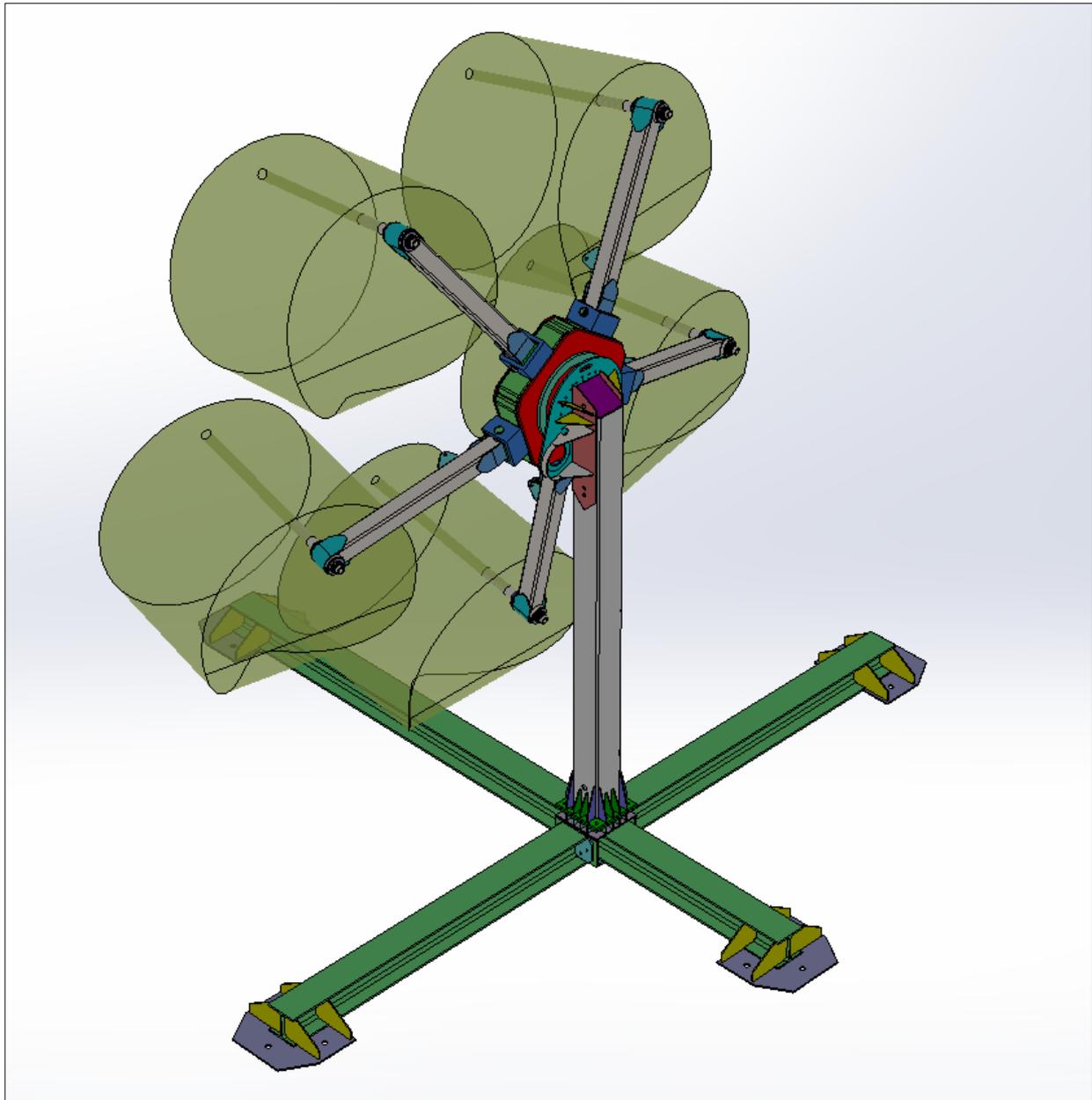


Figura 64. *Visión global trasera con inclinación de 10º*

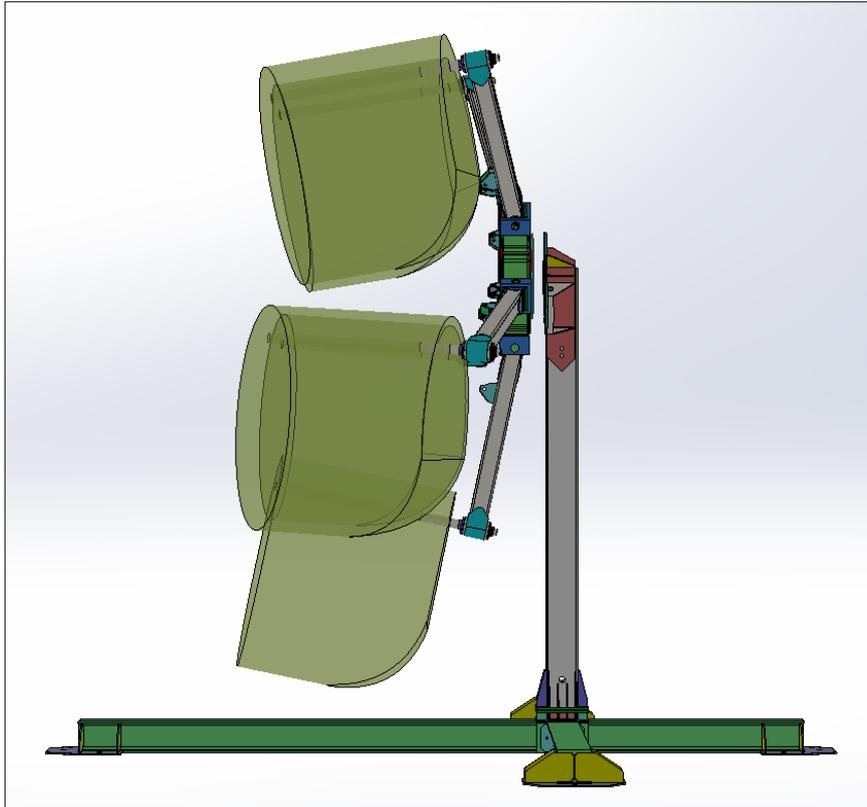


Figura 65. Visión global perfil con inclinación de 10°.

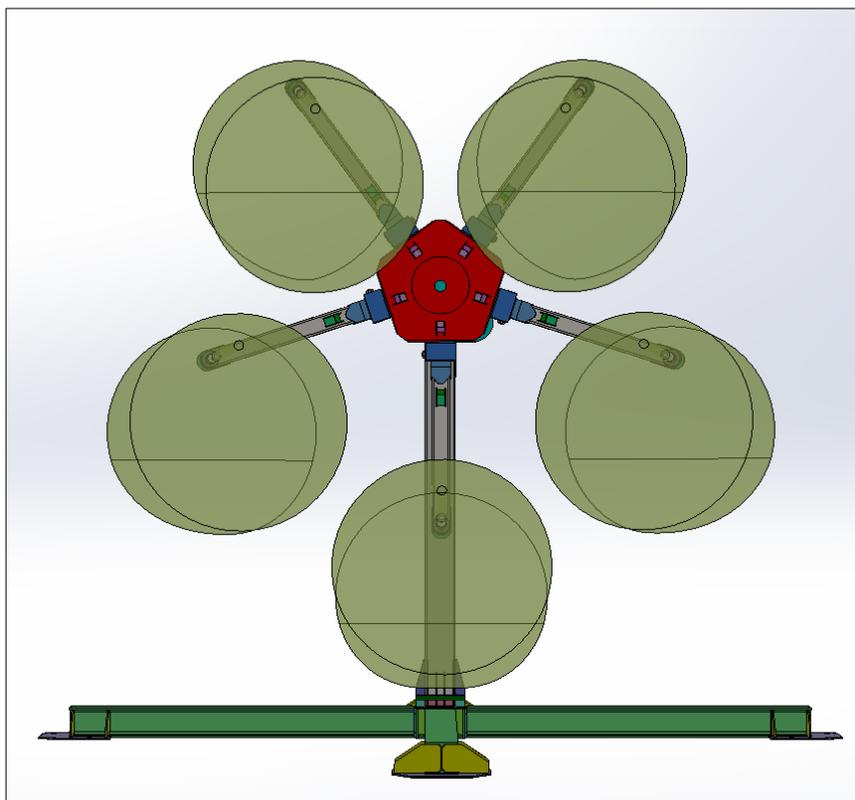


Figura 66. Visión global delantera con inclinación de 10°.

#### 5.4.2. Base.

La base tiene forma de cruz y queda constituida principalmente por tres perfiles estructurales HEB de 260 mm (Fig.67-69). Dichos perfiles están rematados en sus extremos mediante platos para dar mayor estabilidad y permiten fijar la estructura al suelo en caso de ser necesario. La unión de los brazos con los platos de final de perfil genera una base de 6,52 x 6,98 metros.

La composición de la base será mediante un perfil de 6 metros de longitud al que suelda la base de fijación para la posterior unión de la columna. Esta base permite la unión mediante tornillería de dos perfiles de 3 metros de longitud, constituyendo de este modo la cruz que soporta el conjunto de la atracción.

La disposición asimétrica de la cruz permite soportar los momentos que generará la atracción, ya sea por el movimiento de la misma, como por su definición constructiva.

Toda esta base irá recubierta de chapa de acero inoxidable antideslizante y contará a su vez con una subestructura que facilite el acceso a las carrozas y soporte la chapa anteriormente mencionada.

Los diferentes elementos constructivos que forman la base quedan definidos en los planos correspondientes. Se busca utilizar elementos con formas geométricas sencillas fácilmente mecanizables que puedan ser cortados por plasma o láser. Todos los elementos serán comprobados y preparados para su posterior soldadura.

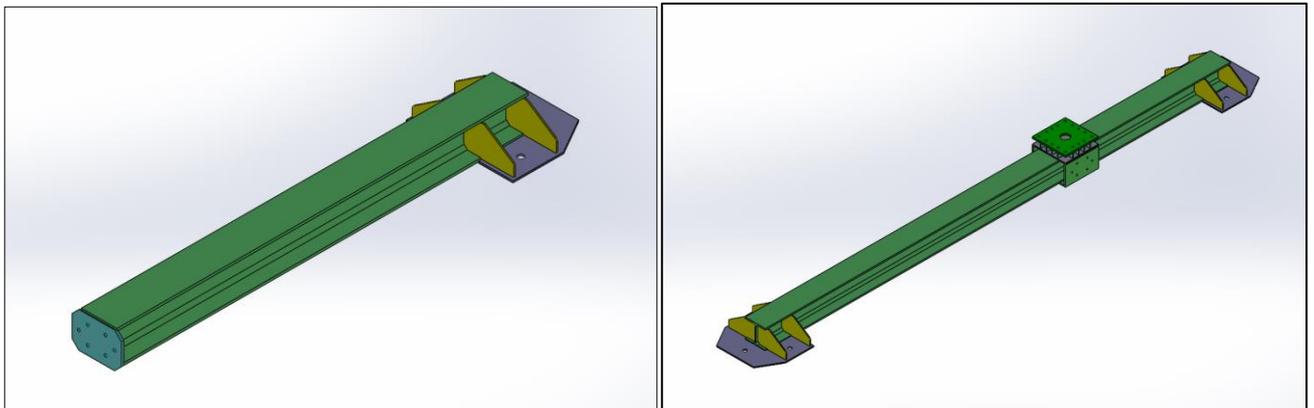
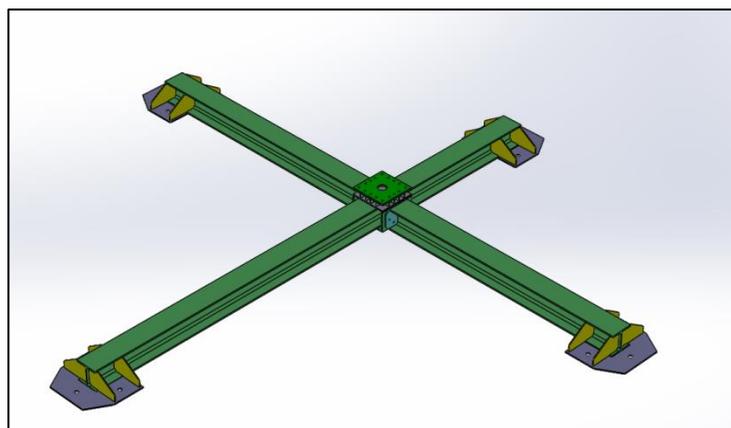


Figura 67. Base corta.

Figura 68. Base larga.

Figura 69. Conjunto



### 5.4.3. Columna

La columna supone la espina dorsal de la atracción uniendo la base con el bloque pentagonal central. Se unirá a estos elementos mediante tornillería permitiendo ser desmontada en caso de traslado.

El elemento estructural que define la columna es un tubo de 260 x 260 x 10 mm de acero para construcción. Al tubo estructural de la columna se soldará un plato que queda definido en el plano "lámina rala 1", cuya función será alojar el motor-reductor y el piñón corona que permitirán el movimiento circular de la noria. Dicho plato quedará reforzado mediante planchas de sujeción lateral y nervios que darán mayor superficie de soldadura permitiendo una unión entre plato y columna sea más resistente (Fig.70-74).

La columna viene cerrada por un plato de sección rectangular que la refuerza al mismo tiempo que la sella frente a eventuales inclemencias meteorológicas.

En la base de la columna perpendiculares al "plato base" se disponen nervios de refuerzo para una de las zonas más solicitadas de la estructura.

Todo el cableado de la máquina entrará por un lateral de la columna y saldrá por la parte frontal de la misma, atravesando la pared de la columna y la pieza definida en el plano "lámina rala 1".

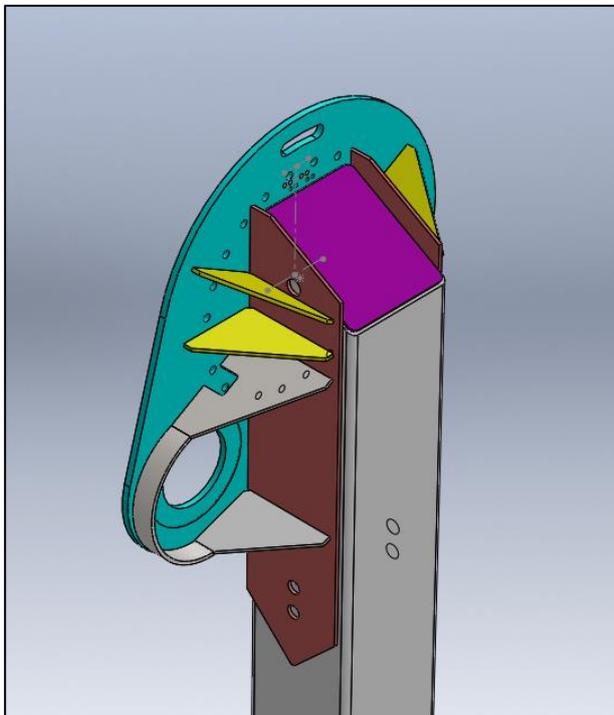


Figura 70. Detalle de columna.

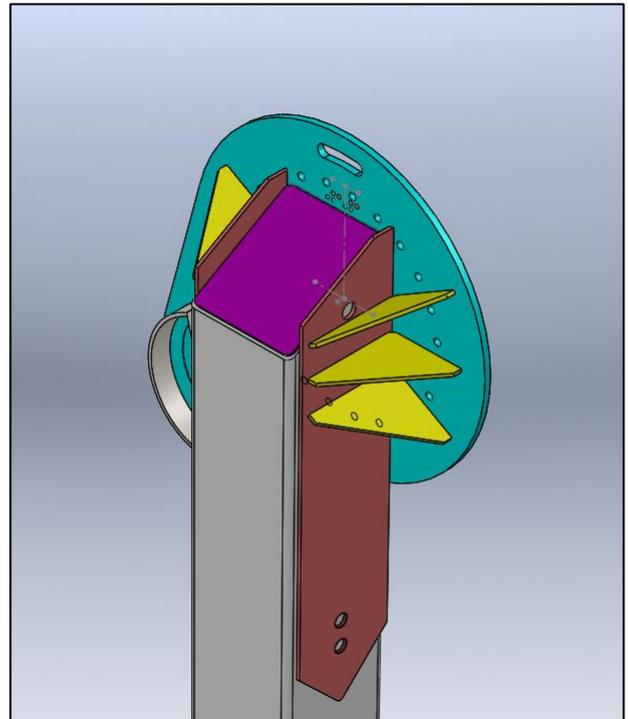


Figura 71. Detalle de columna B.

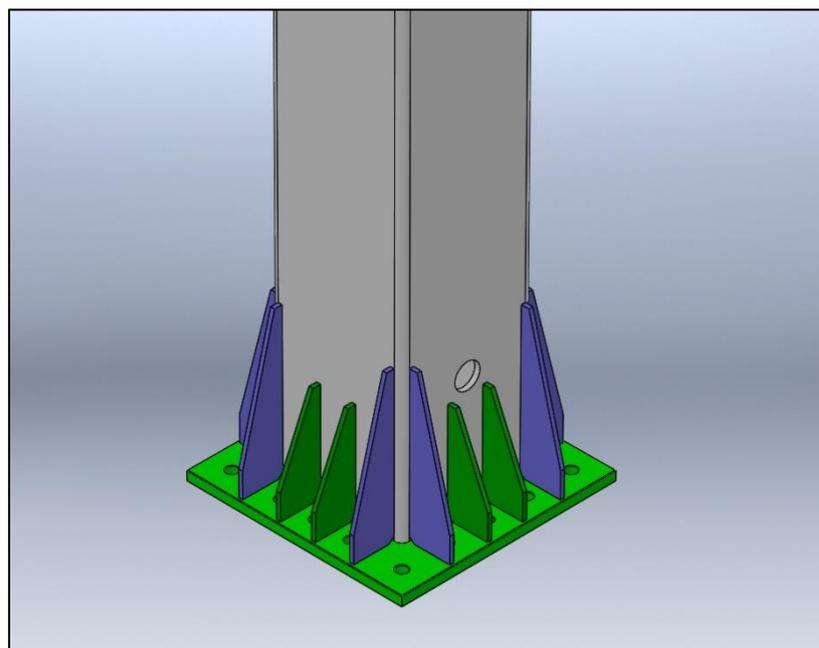
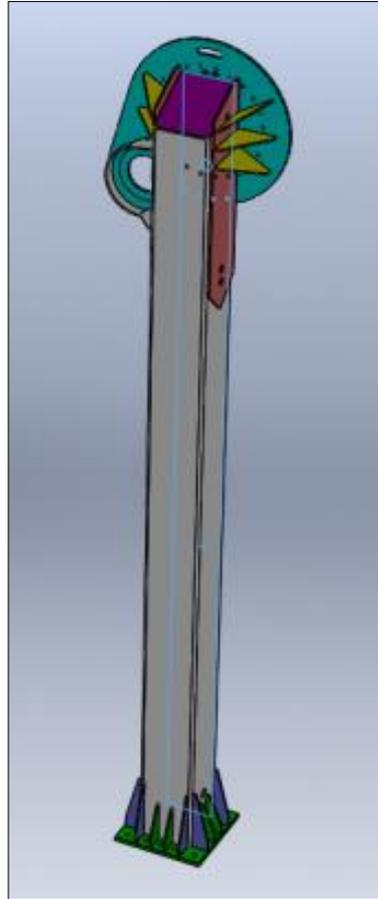
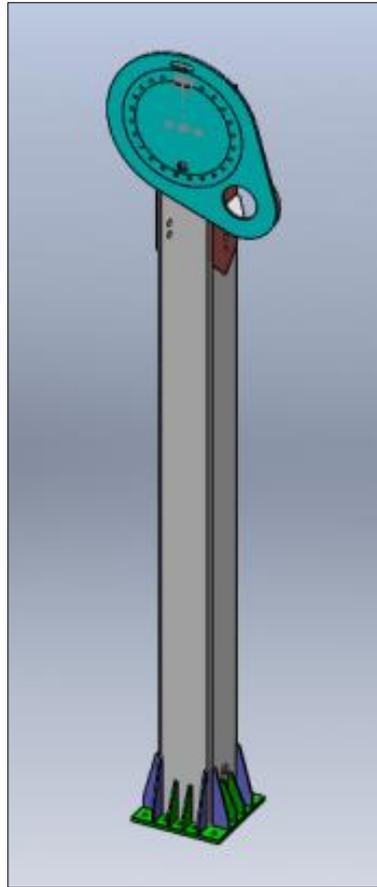


Figura 72. Vista frontal de la columna.

Figura 73. Vista trasera de la columna.

Figura 74. Detalle de la base de la columna.

#### 5.4.4. Centrino o bloque pentagonal central.

Este elemento supone el centro de rotación de los brazos de la atracción. Quedará unido a la columna mediante una corona dentada y los brazos se articularán sobre él mediante un eje. Este bloque pentagonal queda circunscrito dentro de una circunferencia de 1.101 mm de diámetro. El espesor de la pieza será de 250 mm. A dicha medida habrá que añadir el incremento que supone los soportes de los cilindros. Estos soportes quedarán constituidos por dos láminas laterales que alojaran un perno de sujeción para la parte inferior del cilindro y quedarán reforzados mediante dos planchas que se muestran en los planos correspondientes. El elemento de fijación de los cilindros queda unido a la parte frontal "centrino" mediante soldadura.

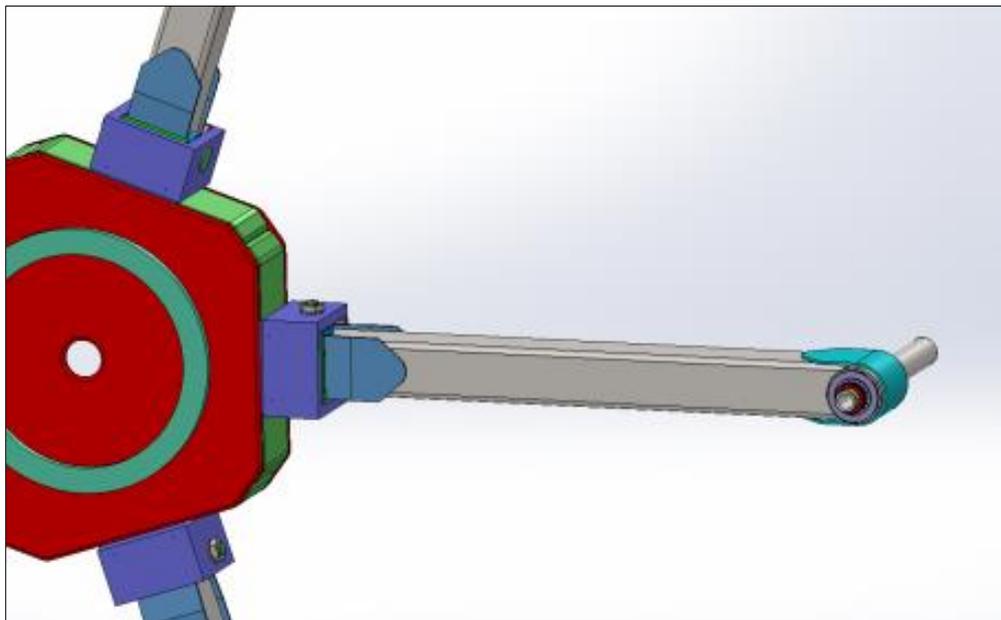


Figura 75. Detalle frontal centrino y brazo, definitivo.

Figura 76. Conjunto frontal centrino y brazos, definitivo.

Figura 77. Detalle trasero centrino y brazos. Definitivo.

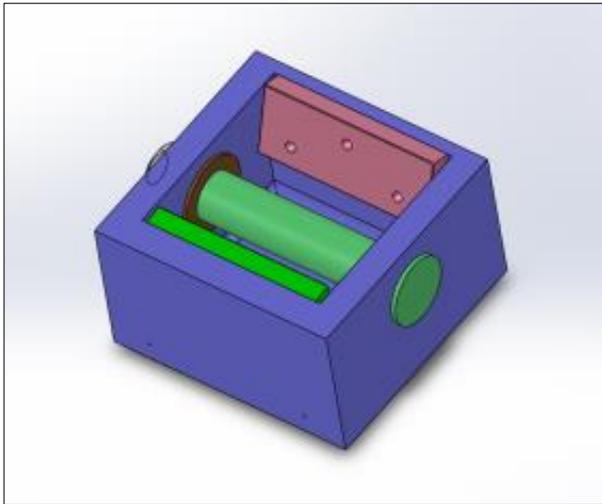


Figura 78. Base de articulación. Frontal, definitivo.

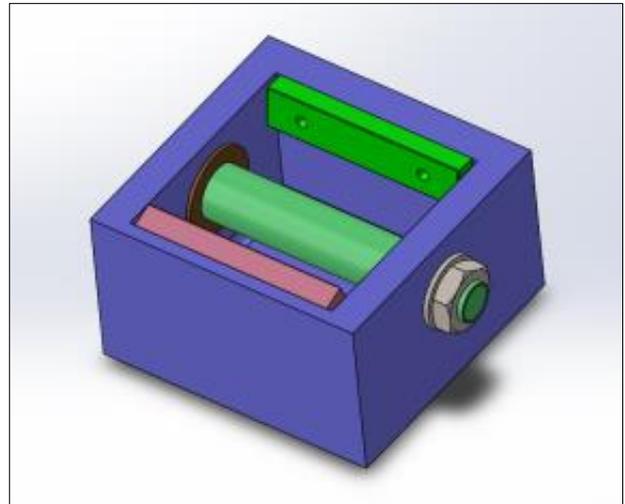


Figura 79. Base de articulación. Trasera, definitivo.

La definición de este elemento tiene una particularidad, ya que añadiendo refuerzos a las dos “orejetas” que soportarán el eje de cilindro, en caso de que este fallase catastróficamente, el cilindro quedaría bloqueado en el interior del soporte.

El “centrino” estructuralmente estará constituido por dos planchas en forma de pentágono con los vértices truncados que forman la parte frontal y trasera de la pieza. Estas dos planchas quedarán unidas mediante las piezas definidas en el plano 110 que constituirán un elemento “pared” o de cierre del conjunto pentagonal. Interiormente irá reforzado por planchas dispuestas de forma radial. Dichas planchas unirán tres partes, la frontal, la trasera y los laterales.

La plancha frontal dispondrá de un agujero de 500 mm de diámetro con la finalidad de permitir el acceso para las operaciones de soldaduras de los refuerzos.

En los laterales del bloque que estamos definiendo se soldarán las bases de la articulación de los brazos. Dichas bases estarán soldadas por todo su perímetro. Se dispondrá un chaflán en la parte inferior de la base a tal efecto.

El elemento base de la articulación que ha ido evolucionando a lo largo del proceso de diseño finalmente queda constituido por un bloque mecanizado atravesado por un eje. El mecanizado interior de este bloque presenta la particularidad de tener parte de sus paredes inclinadas. Esta inclinación permite el bloqueo del movimiento del brazo desde los 0 a los 12º.

Entre brazo y el interior de la base de la articulación se atornillarán dos bloques de caucho o un elastómero específicamente seleccionado para amortiguar el golpe del brazo en caso de movimiento excesivo del cilindro o fractura del mismo.

El eje que permite el movimiento de rotación quedará unido a la base de la articulación mediante una rosca del paso correspondiente.

#### 5.4.5. Brazos.

Para describir los brazos podemos dividirlos en tres partes, la base, el perfil cuadrado y la cabeza del brazo donde irán alojados los rodamientos y el eje de soporte de la carroza.

La base es la parte que se une a la pieza base de la articulación. Constructivamente está constituida por un tubo de acero estructural unido mediante soldadura al perfil de 150 x 150 x 8 mm. Esta unión queda reforzada mediante una lámina que además de dar función de sostén a las otras dos piezas, aumenta el momento de inercia en una de las secciones más solicitadas del elemento. Esta lámina se fabricará inicialmente totalmente desarrollada y seguirá conformando mediante calor para adaptarse a las formas definidas por los dos elementos a los que refuerza. Los tres elementos quedarán cohesionados mediante soldadura.

En el interior del tubo estructural, para alojar el eje de la articulación, se insertará mediante interferencia un casquillo de bronce técnico. Este casquillo disminuirá el rozamiento entre el brazo y el eje, permitiendo un movimiento más fluido.

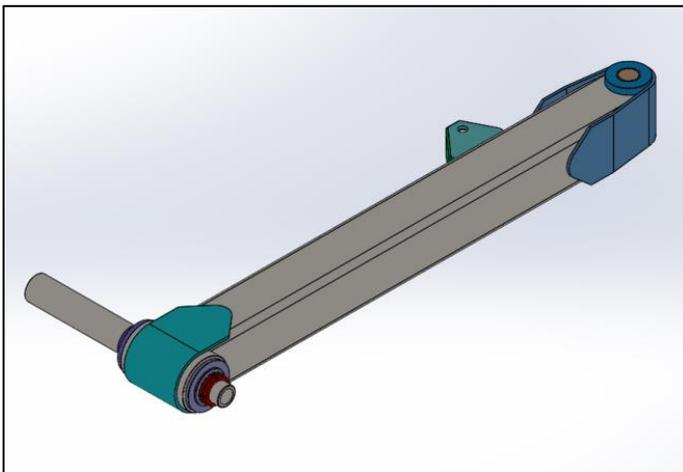


Figura 80. Brazo. Trasera, definitivo.

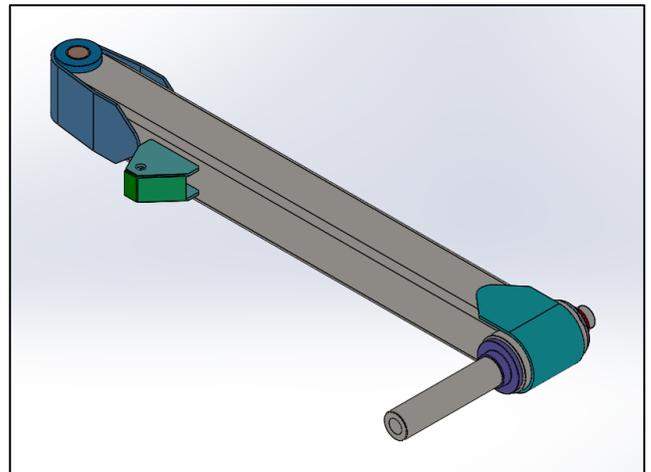


Figura 81. Brazo. Frontal, definitivo.

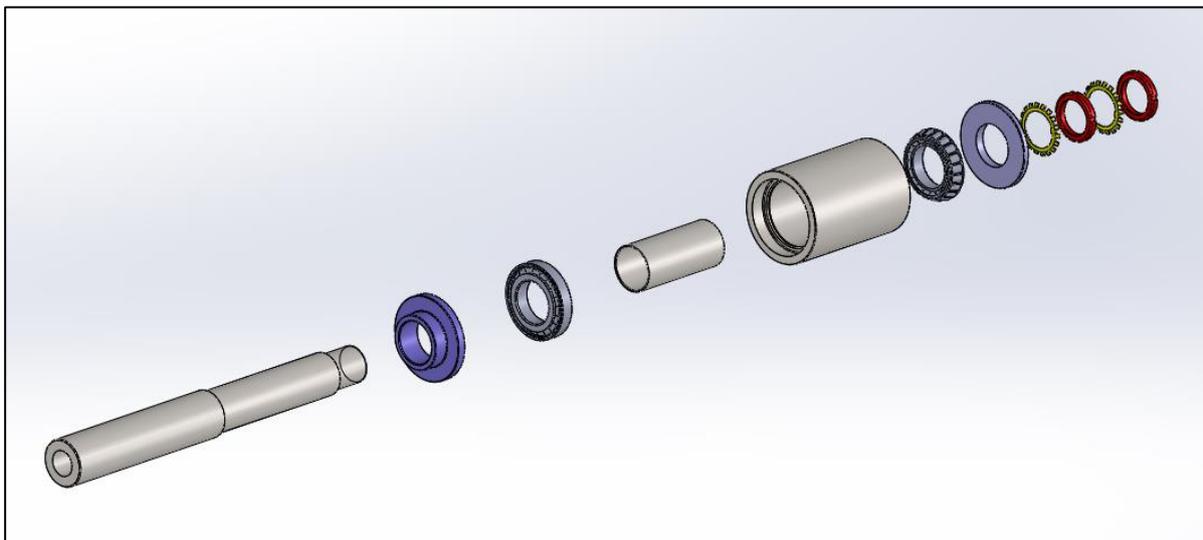


Figura 82. Despiece de la cabeza del brazo. Definitivo.

El perfil cuadrado tendrá una longitud de 1521 mm. Como se ha indicado anteriormente su sección será de 150 x 150 mm con un espesor de pared de 8 mm. Los vértices de la sección cuadrada quedarán redondeados según el plano 332.

Los extremos del perfil serán cortados mediante láser de tal forma que alojarán los tubos estructurales de cabeza y base. Al perfil se soldarán los diferentes elementos que permiten la unión con la cabeza del vástago del cilindro. Esta pieza queda definida en el apartado anterior “Centrino o bloque pentagonal”.

La parte que consideramos cabeza del brazo es la más compleja de todo el elemento (Fig.82). La conforman un tubo estructural que alojará dos rodamientos de rodillos cónicos montados en la disposición “espalda con espalda”. La pista exterior de estos rodamientos quedará separada mediante un casquillo separador. El resto de piezas que componen la cabeza son el separador delantero y el separador trasero, y arandelas y tuercas, rosetas de seguridad y el eje de soporte de la carroza. La disposición de estos elementos queda definida en la explosión que muestra el plano 525.

Al igual que en la base del brazo la cabeza se refuerza mediante una lámina curvada por calor.

#### **5.4.6. Articulación con movimiento hidráulico.**

El movimiento de oscilación de 0 a 10 ° se realizará mediante el accionamiento de un cilindro hidráulico. Dicho cilindro que estará unido en su base al dispositivo de soporte dispuesto en el centrino a tal efecto, y al otro extremo quedará unido al dispositivo del soporte del brazo.

Si bien a efectos de cálculo se dimensiona en base a un cilindro comercial, sería de especial relevancia la utilización de un cilindro cuya carrera obligue a que no se superen las posiciones inicial y final del brazo.

Las características del cilindro, así como las fuerzas que pueda ejercer, se determinan en el apartado cálculos del anexo 1.

El cilindro comercial seleccionado que se toma como referencia es del fabricante español Bastimec tras consultar su catálogo se seleccionó un cilindro de la serie 200.

## 5.5. CARACTERIZACIÓN DE MATERIALES.

Los diferentes materiales utilizados son los siguientes:

- S275J0.
- S355J0.
- Plástico técnico.
- Bronce y sinterizado de bronce.
- Material de aporte de soldadura según normativa correspondiente.

Las características técnicas de estos materiales se ven reflejadas en las tablas correspondientes del anexo 1.

## 5.6. LISTADO DE COMPONENTES.

### *5.6.1. Comerciales.*

Dado el método productivo de la empresa Sartori S.R.L. los elementos comerciales que se utilizan son escasos. Como norma general se diseñan, mecanizan y sueldan las diferentes piezas que requiere una máquina. En cualquier caso, encontramos:

- Rodamientos de rodillos cónicos.
- Cilindros hidráulicos
- Tuercas y rosetas de seguridad.
- Tornillería.

**5.6.2. Componentes fabricados y pesos.**

Los diferentes elementos diseñados y descritos en plano se enumeran a continuación.

<b>CENTRINO</b>				
<b>Código</b>	<b>Nº Plano</b>	<b>Descripción</b>	<b>Peso Kg</b>	<b>Material</b>
1	101	C FRONTAL	76,34	S355J0
2	102	C VERTICAL	21,58	S355J0
3	103	C TRASERO	98,05	S355J0
4	104	C REFUERZO INTERIOR	2,72	S355J0
5	301	BULON BRAZOS CON TORNILLO	4,71	S355J0
6	302	ARANDELAS BRONZINA	0,103	Bronce técnico
7	303	SOPORTE BRAZO OREJAS VERSIÓN 2	43,62	S355J0
9	304	TEFLÓN DELANTERO 190X55X20	0,334	Plástico técnico
10	305	TEFLÓN DELANTERO 190X40X20	0,163	Plástico técnico
11	105	SOPORTE CILINDRO BASE VERSIÓN 2	0,434	S275JR
12	106	REFUERZO SOPORTE CILINDRO 1 V2	0,11	S275JR
13	107	REFUERZO SOPORTE CILINDRO 2 V2	0,221	S275JR
14	108	PLAIN WHASHER	0,03	S275JR
15		CILINDRO HIDRÁULICO	18,70	Comercial

<b>COLUMNA</b>				
<b>Código</b>	<b>Nº Plano</b>	<b>Descripción</b>	<b>Peso Kg</b>	<b>Material</b>
17	201	COLUMNA 260X260X10 3691mm	286,23	S355J0
18	202	PLATO 50X8	1,39	S275JR
19	203	PLANCHA BASE	26,73	S355J0
20	204	PLATO TAPA	3,39	S355J0
21	205	LÁMINA RALLA 1	55,48	S355J0
22	206	NERVIO SUPERIOR 1 U	1,93	S275JR
23	207	NERVIO SUPERIOR 2	1,37	S275JR
24	208	NERVIO SUPERIOR GRANDE 3	1,43	S275JR
25	209	REFUERZO LATERAL COLUMNA B	13,40	S275JR
26	210	NERVIO BASE LARGO	0,99	S275JR
27	211	NERVIO BASE CORTO	0,69	S275JR

<b>BRAZO</b>				
<b>Código</b>	<b>Nº Plano</b>	<b>Descripción</b>	<b>Peso Kg</b>	<b>Material</b>
28	307	TUBO FINAL BRAZO	1,36	S275JR
29	308	SEPARADOR FINAL BRAZO	0,745	S275JR
30	310	SEPARADOR TRASERO FINAL BRAZO	1,045	S275JR
31	309	SEPARADOR DELANTERO FINAL BRAZO	0,184	S275JR
32	314	EJE FINAL BRAZO	14,02	S355J0
33	311	TUERCA SEGURIDAD KM12	0,19	S355J0
34	312	ROSETA DE SEGURIDAD MB12	0,05	Comercial
35	313	RODAMIENTO 30214_J2_Q_2_03 125X70	2,2	Comercial
36	315	TUBO ESTRUCTURAL 190X114.3 X 56	11,55	S275JR
37	316	REFUERZO INICIO BRAZO	7,43	S275JR
38	317	PERFIL BRAZO 150X150 FINAL ANGULAR	48,35	S355J0
39	318	BRONZINA 173	0,84	Sinterizado bronce
40	319	REFUERZO FINAL BRAZO	5,79	S275JR

<b>BASE</b>				
<b>Código</b>	<b>Nº Plano</b>	<b>Descripción</b>	<b>Peso Kg</b>	<b>Material</b>
41	401	PLATO FIN DE PERFIL	32,65	S275JR
42	402	REFUERZO PLATO	5,2	S275JR
43	403	HEB 260 LARGO	554,339	S275JR
44	404	HEB 260 CORTO	277,16	S275JR
45	405	PLETINA UNIÓN	11,48	S275JR
46	203	PLANCHA BASE	17,1	S355J0
47	406	COLUMNA 260X260X65	46,00	S275JR
48	407	PLANCHA BASE SIN AGUJEROS	17,29	S275JR
49	408	NERVIO 65 mm	0,31	S275JR
50	409	REFUERZO LATERAL CENTRAL	3,44	S275JR
51	410	PLANCHA LATERAL CENTRAL	14,71	S275JR
52	411	REFUERZO BASE LATERAL	1,61	S275JR
53		TORNILLERÍA	7,35	Comercial

<b>SUBCONJUNTOS Y CONJUNTOS</b>				
<b>Código</b>	<b>Nº Plano</b>	<b>Descripción</b>	<b>Peso Kg</b>	<b>Material</b>
53	C104	CONJUNTO SOPORTE CILINDRO BASE V2	1,209	Varios
54	C305	SUBCONJUNTO BASE Y BULON	48,88	
55	C302	SUBCONJUNTO EXTREMO BRAZO	31,67	Varios
56	C303	SUBCONJUNTO INICIO BRAZO TUBULAR	12,387	Varios
57	C301	SUBCONJUNTO BRAZO	108,01	Varios
58	C304	SUBCONJUNTO BRAZO COTAS	**	
59	C404	SUBCONJUNTO BASE CORTA	342,09	Varios
60	C402	CONJUNTO BASE FIJACION CENTRAL	96,29	Varios
61	C403	SUBCONJUNTO BASE LARGA	661,22	Varios
62	C101	CONJUNTO CENTRINO	342,101	
63	C102	CONJUNTO CENTRINO A	**	
64	C103	CONJUNTO CENTRINO B	**	
65	C004	CONJUNTO CENTRINO CON BRAZOS	1126,57	
66	C201	CONJUNTO COLUMNA	423,89	
67	C202	CONJUNTO COLUMNA 1	**	
69	C307	CONJUNTO BRAZO CON BASE	**	
70	C306	CONJUNTO BRAZO BASE ÁNGULO	**	
71	C401	CONJUNTO BASE	1441,17	
74	C001	CONJUNTO COMPLETO	2992,165	FALTAN COCHES Y RALLA
75	C002	CONJUNTO COMPLETO VISTA POSTERIOR	**	
78	C003	ALZADO PLANTA PERFIL	**	

### 5.6.3. Peso carroza.

Se realiza una estimación del peso total de la carroza, teniendo en cuenta el número de ocupantes que podrán ser tres niños, o un adulto y un niño, nunca superando un peso total de 180 Kg. A este peso se añade el peso de la estructura de la fibra de vidrio que da forma al “avión” y el peso de otros elementos, como sería el cableado, la iluminación y diferentes dispositivos de seguridad. La suma de todos estos elementos da como resultado un peso total de 290 Kg. Este peso multiplicado por cuatro es el utilizado en los diferentes cálculos realizados.

**Tabla estimación peso carroza**

ESTIMACIÓN PESO CARROZA

	CANTIDAD	PESO UNITARIO	TOTAL KG	TOTAL N
OCUPANTES	3	60	180	1765,8
ESTRUCTURA	1	80	80	784,8
FIBRA	1	20	20	196,2
OTROS ELEMENTOS	1	10	10	98,1
	Peso total carroza		290	2844,9

## 5.7. SOLDADURA.

La soldadura es el principal método utilizado para construir los diferentes elementos de la noria, en el pliego de condiciones se detalla exhaustivamente las condiciones, normas e inspecciones que rigen su ejecución.

Los cortes para unión de las piezas diseñados se realizan según indicación del departamento técnico de Sartori Rides SRL. El cálculo de resistencia de las soldaduras no es objeto de este proyecto.

## 6. ESTUDIO TÉCNICO.

### 6.1. ESTUDIO BRAZO Y ARTICULACIÓN. PUNTOS CRÍTICOS.

#### 6.2.1. Cálculo del eje de la carroza.

##### **Dimensionado de los brazos.**

En el presente apartado se realiza un breve estudio de los esfuerzos y sollicitaciones a los que se puede ver sometida la atracción. Se realiza una aproximación al cálculo de la estructura de la noria, centrándonos en la parte del brazo y en su articulación con el bloque pentagonal central.

El objeto de estos cálculos es el desarrollar de forma práctica y aplicada las competencias adquiridas en la titulación de Ingeniería Mecánica. Siendo totalmente consciente que el cálculo de una estructura de este calibre, con las exigencias de seguridad y certificación que requiere una atracción de feria supone un estudio mucho más detallado y en profundidad de toda la estructura.

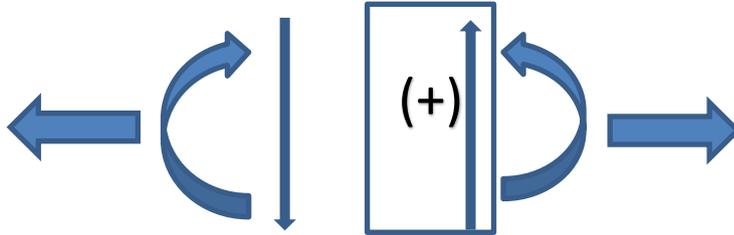
##### **Consideraciones previas al cálculo.**

Se inicia el diseño a partir de una premisa impuesta por la gerencia de Sartori Rides Srl. La atracción no solo debe de cumplir con las exigencias propias de la cinemática y dinámica de la atracción, se impone adicionalmente un criterio subjetivo para el diseño de la misma. Este criterio es la “sensación de seguridad” transmitida con las dimensiones, perfiles estructurales, volúmenes y uniones entre elementos.

Este deseo de transmitir seguridad, tiene especial importancia en un dispositivo en el que los padres van a subir a sus hijos, confiando su integridad tanto al feriante como al fabricante de la atracción. por lo que se parte de perfiles y elementos a priori sobredimensionados para las exigencias físicas de la estructura.

No se tienen en consideración las cargas que supondría el viento si la atracción se usase en exteriores. En este supuesto se debería de recalcularse según los parámetros exigidos en la norma UNE-EN\_13814\_2006, “Maquinaria y estructuras para parques y ferias de atracciones” o en su defecto en el “Código Técnico de la Edificación. Documento Básico SE-AE Seguridad Estructural: Acciones en la Edificación.”

Convenio signos solicitaciones



$N$ = Esfuerzo Normal

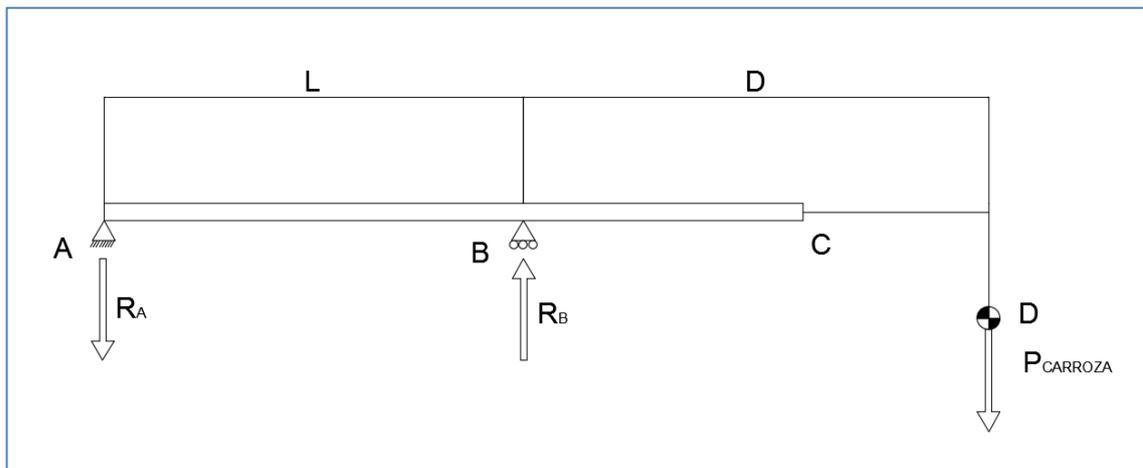
$V$ = Esfuerzo Cortante

$M$ = Momento Flector

Elementos y puntos críticos considerados

1. Dimensionado eje carroza.
2. Cálculo brazo en posición vertical.
3. Cálculo brazo en posición 12 grados.
4. Base de la articulación, cálculo mediante ANSYS.
5. Dimensionado del cilindro.
6. Conjunto de transmisión de movimiento.

1. Dimensionado eje carroza.



Para determinar el diámetro del eje a elegir, en primer lugar dibujamos el diagrama del sólido libre.

Los datos iniciales del problema son los siguientes:

EXTREMO FINAL EJE	C
DISTANCIA ENTRE APOYOS	L = 187 mm = 0,19 m
DISTANCIA D AL PUNTO APLICACIÓN FUERZA	D = 812 mm = 0,81 m
PESO DE LA CARROZA	Pcarroza = 2844,9 [N] = 2,84 [KN]
COEFICIENTE DE SEGURIDAD	X= 4
PESO MAYORADO	Pcarroza = 11379,6 [N] = 11,4 [KN]
INCLINACIÓN	Alfa = 90 Grados
PESO DEL EJE	No se considera debido a su escasa influencia.
Distancia CD	CD= 492 mm = 0,49 m

Aplicamos las ecuaciones del equilibrio estático.

$$\sum FV = 0 \rightarrow RB * L - P(L + D) = 0$$

$$\sum MA = 0 \rightarrow RA = RB - P$$

De donde obtenemos

REACCION EN B 60,79 [KN]

REACCION EN A 49,41 [KN]

Desarrollamos el cálculo de las solicitaciones

Tramo A-B

Tomamos reacciones por la izquierda de A. Siendo x la distancia de A al corte de la sección.

$$V - RA = 0 \rightarrow V = RA$$

$$M + RA * x = 0 \rightarrow M = -RA * x$$

Tramo B-C

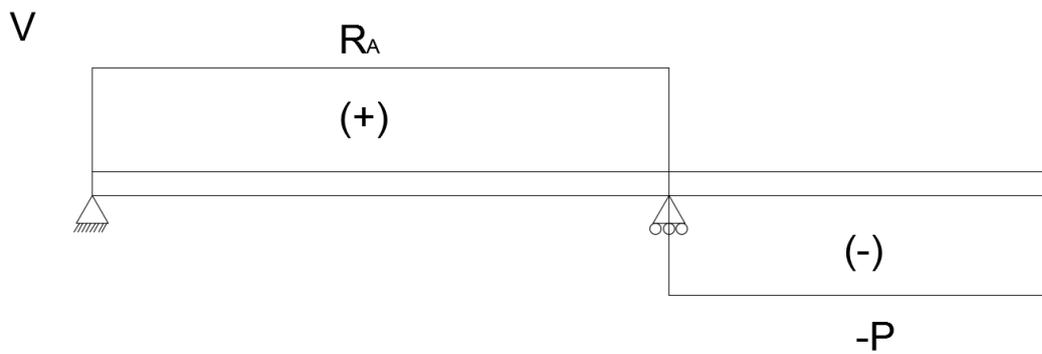
Tomamos reacciones por la derecha de B. Siendo  $x$  la distancia de A al corte de la sección.

$$-V - P = 0 \rightarrow V = -P$$

$$-M - P * (L + C - x) = 0 \rightarrow M = -P * (L + C - x)$$

Quedando los diagramas de esfuerzo cortante y momentos del siguiente modo.

Diagrama de esfuerzos cortantes.

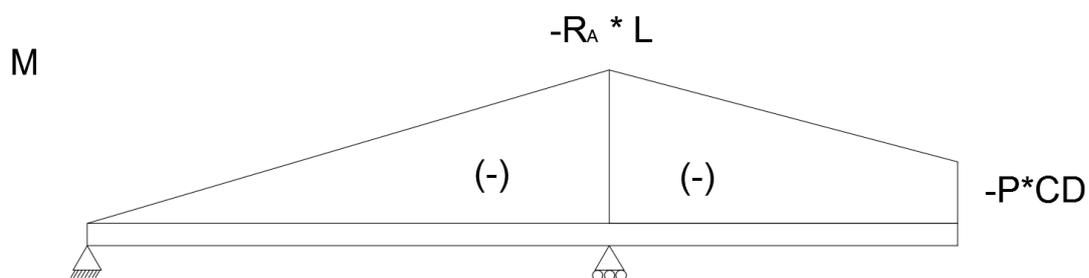


Donde el cortante positivo toma un valor constante de magnitud  $R_A$  y el negativo un valor igual a  $P$ .

$$V_B = R_A = 49,41 \text{ KN}$$

$$P = -11,4 \text{ KN}$$

Diagrama de momentos flectores.



El momento máximo de encuentra en el punto B, tomando un valor de  $-RA * L$ .

$$MB = -RA * L = -9.24 \text{ KN} * m$$

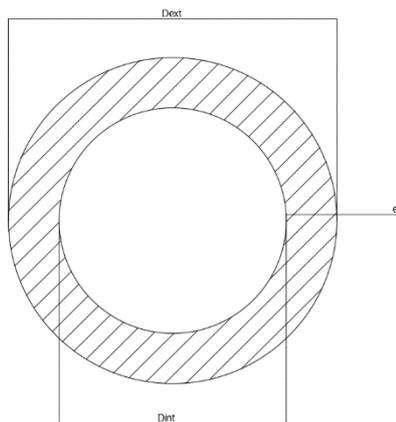
$$P * CD = -5.6 \text{ KN} * m$$

La sección más desfavorable será la B de donde tomamos los valores de cálculo para determinar el eje.

$$VB = RA = 49,41 \text{ KN}$$

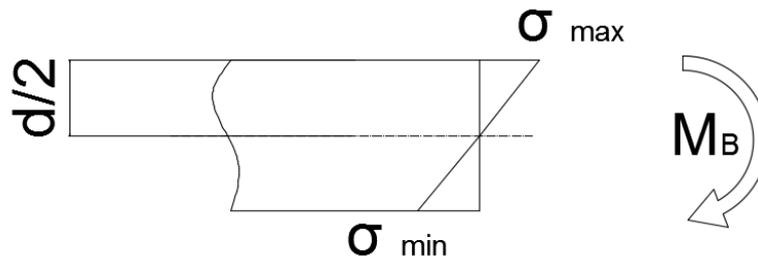
$$MB = -RA * L = -9.24 \text{ KN} * m$$

En la sección B encontramos una barra de sección circular de diámetro exterior 70 mm.



Dimensiones eje		
<b>Dext</b>	70	Mm
<b>Dint</b>	42,5	Mm
<b>e</b>	13,75	Mm

Considerando la sección B se calculan las tensiones dicha sección.

**TENSIONES NORMALES**

Determinaremos:

Momento de inercia de una sección circular hueca

$$I = \frac{\pi * (D_{EXT}^4 - d_{INT}^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi * (0.07^4 - 0.0425^4)}{64}$$

$$I = 1.0184 * 10^{-6}$$

Módulo resistente de la sección

$$W = \frac{\frac{\pi * (D_{EXT}^4 - d_{INT}^4)}{64}}{\frac{D_{EXT}}{2}}$$

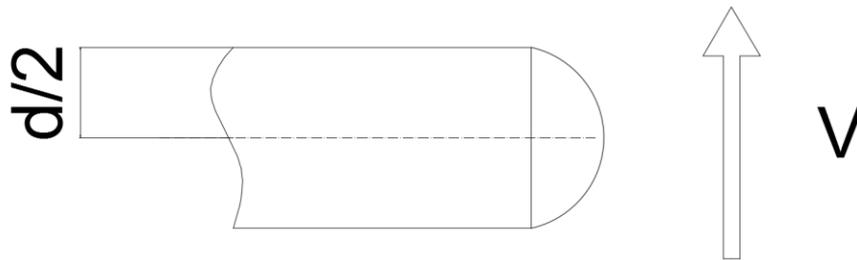
$$W = 2.9098 * 10^{-5}$$

Tensión máxima

$$|\sigma_{max}| = \frac{M}{I} * \frac{d}{2} = \frac{M}{W}$$

$$|\sigma_{max}| = \frac{9240 * 0.07}{1.0184 * 10^{-6} * 2} \text{ MPa}$$

$$|\sigma_{max}| = 317.55 \text{ MPa}$$

**TENSIONES TANGENCIALES**

El área descrita por las tensiones tangenciales es una parábola. Con lo que la tensión en los puntos críticos determinados por las tensiones normales (en los puntos exteriores de la sección) no se ven afectadas ya que en ese punto las tensiones tangenciales son 0 e irán creciendo hacia la fibra neutra donde serán máximas.

Debido a lo anteriormente justificado no se consideran las  $\tau$  para determinar la resistencia de la sección

Siguiendo directrices del Código Técnico del Acero utilizamos el criterio de tensión de Von Mises, que es válido en el contexto de las teorías de fallo, como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2)} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Resultando un cálculo de las tensiones donde la tensión equivalente debe ser menor que la tensión crítica del material.

Aun existiendo un cambio de sección en el eje no se considera el factor de corrección por entallas  $K_t$ , ya que el modelo se considera bajo cargas estáticas, el material es dúctil y el efecto de la entalla está localizado.

Para un acero S355 el limite elástico para un espesor nominal entre 40 y 80 mm se reduce tomando un valor de  $S_y = 335 \text{ N/mm}^2$ .

Finalmente obtenemos:

$$|\sigma_{max}| = 317.55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{max})^2} < 335 \text{ MPa}$$

$$|\sigma_{max}| = 317.55 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

Cumpliendo holgadamente el espesor de 13.75 mm seleccionado ya que para todos los pesos se ha aplicado previamente un factor de seguridad de 4.

Teniendo en cuenta esto:

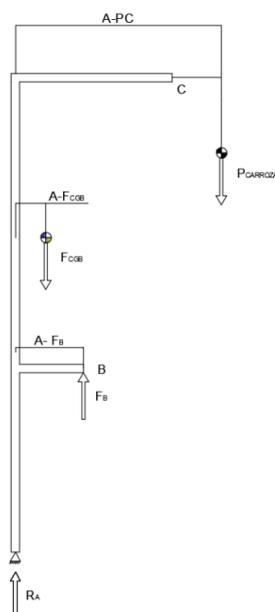
$$X = 4 + \frac{S_y}{\sigma_{VM}}$$

$$X = 4 + \frac{335}{317.55} = 5.05$$

Obteniendo un factor de seguridad de 5.05

### 6.2.2. Brazo en posición vertical.

Dimensionado Cálculo del brazo en posición vertical.



Los datos y dimensiones definidos en los apartados previ3 resultan v3lidos para este c3lculo. Se definen otros adicionales necesarios para el c3lculo.

Distancias

$$A-P_C = 959,9 = 0,959 \text{ m}$$

$$A F_{CGB} - 27,45 = 0,027 \text{ m}$$

$$A F_B = 175 = 0,175 \text{ m}$$

Pesos

$$F_{CGB} = 108 \text{ [kg]} * 4 = 432 \text{ [kg]} = 4237.9 \text{ [N]} = 4.23 \text{ KN}$$

$$F_C = 2844 \text{ [N]} * 4 = 11,4 \text{ KN}$$

Aplicamos las ecuaciones del equilibrio est3tico.

$$\sum FV = 0 \rightarrow RA + FB = F_{CGB} + FC$$

$$\sum MA = 0 \rightarrow 0 = FB * A_{FB} - F_{CGB} * A_{FCG} - FC * A_{PC}$$

De donde obtenemos

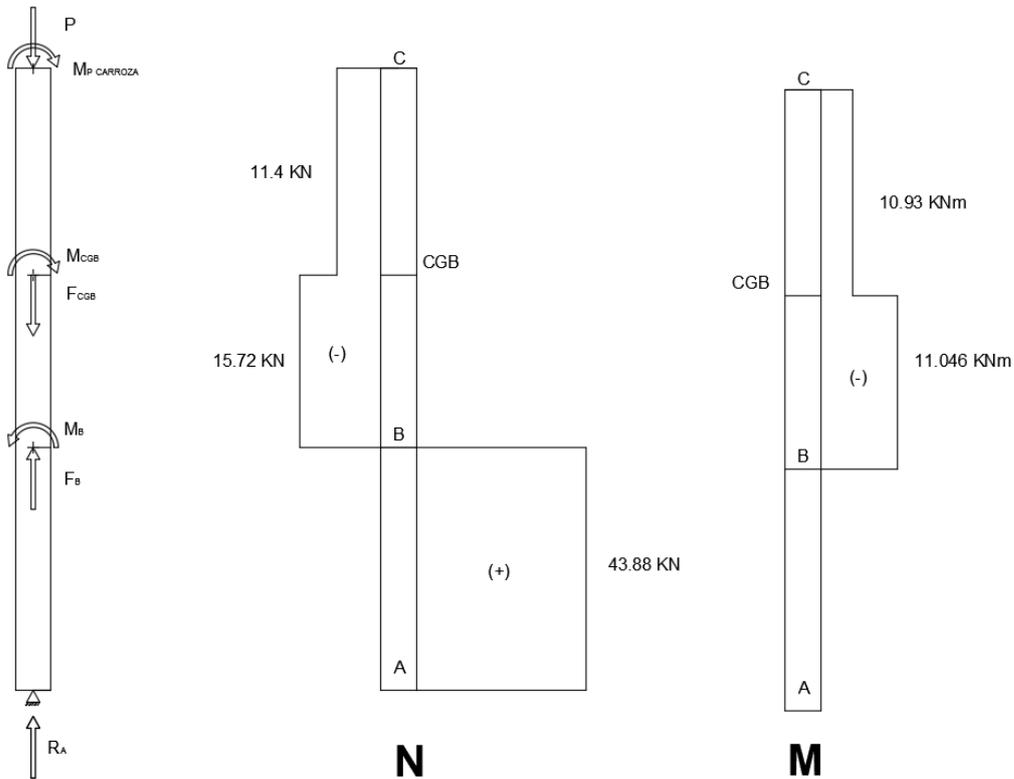
$$FB = 63120 \text{ N} = 63.12 \text{ KN}$$

$$MB = FB * (A_{FB}) = FB * 0,175 = 63.12 * 0,175 = 11.046 \text{ KNm}$$

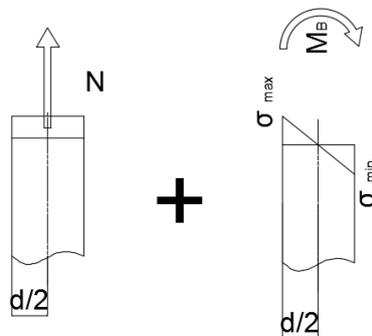
$$MC = 0,959 * 11,4 = 10,93 \text{ KNm}$$

$$M_{CGB} = 0,02745 * 4,23 = 0,116 \text{ KNm}$$

Desarrollamos el estudio de las solicitaciones en la sección vertical del brazo, obteniendo a su vez los diagramas de esfuerzo axial y momentos.



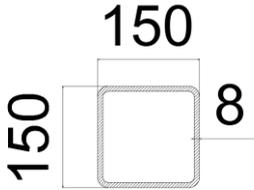
La sección más desfavorable será la B+ de donde tomamos los valores de cálculo para determinar el eje. Si determinamos las tensiones en B+ obtenemos, que dicha tensión es la suma de la tensión debida a axiles y la tensión debida a momentos flectores. La influencia de los esfuerzos cortantes no se considerará ya que  $V=0$ . Con lo que tendremos:



$$\sigma_B = \sigma_N + \sigma_{fl}$$

Determinaremos:

Momento de inercia de una sección de 150\*150\*8 mm



$$I = \frac{1}{12} (150^4 - 134^4) = 15319338,67 \text{ mm}^4$$

Área de la sección

$$A = 150^2 - 134^2 = 4544 \text{ mm}^2$$

Módulo resistente de la sección

$$W = \frac{I}{d/2} = \frac{15319338,67}{75} = 204.257,8 \text{ m}^3$$

Tensión debida al axil.

$$\sigma_N = \frac{N}{A}$$

$$\sigma_N = \frac{(43.88 * 10^3)}{4544} = 9.65 \text{ MPa}$$

Tensión debida al flector

$$\sigma_{fl} = \frac{M}{I} * \frac{d}{2} = \frac{M}{W}$$

$$\sigma_{fl} = \frac{11.4 * 10^6}{204257} = 55.81 \text{ MPa}$$

Tensión máxima

$$|\sigma_{max}| = \sigma_N + \sigma_{fl}$$

$$|\sigma_{max}| = 9.65 + 55.81 = 65.46 \text{ MPa}$$

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2)} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Resultando un cálculo de la tensiones donde la tensión equivalente debe ser menor que la tensión crítica del material.

Finalmente obtenemos:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{max})^2} < 335 \text{ MPa}$$

$$|\sigma_{max}| = 65.46 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

Cumpliendo holgadamente el espesor de 8 mm seleccionado ya que para todos los pesos se ha aplicado previamente un factor de seguridad de 4.

Teniendo en cuenta esto:

$$X = 4 + \frac{S_y}{\sigma_{VM}}$$

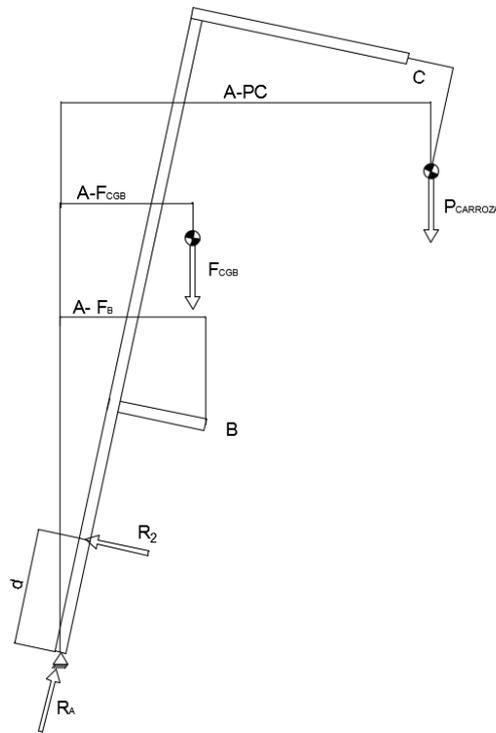
$$X = 4 + \frac{335}{65.46} = 9.11$$

Obteniendo un factor de seguridad de 9.11

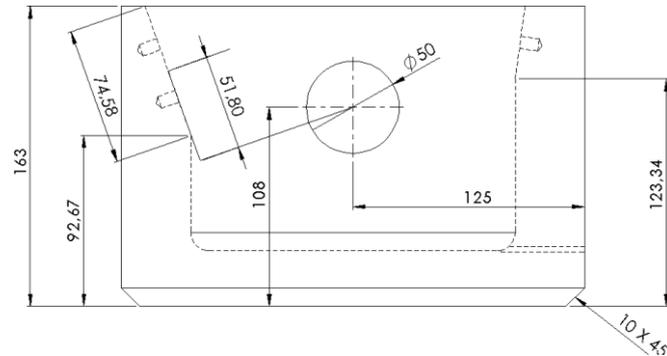
### 6.2.3. Brazo en posición inclinada.

Es este apartado se desarrolla el cálculo para un supuesto en el que el cilindro deja de sustentar el brazo en su posición más elevada y este debido a la posición de su CDG y al peso de la carroza cae hacia adelante frenándose contra el elastómero dispuesto a tal efecto. La inclinación del brazo en este supuesto es la máxima que puede alcanzar,  $12^\circ$ .

En este punto se produce una reacción en la articulación RA y en la sección del brazo  $R_2$ .



Detalle base articulación



Datos:

Distancias

$$A - PC = 1,111 \text{ m}$$

$$A - PCG = 0,213 \text{ m}$$

$$d = 51,80 \text{ mm} = 0,0518 \text{ m}$$

Fuerzas

$$PC = 11,4 \text{ KN}$$

$$FCGD = 4,32 \text{ KN}$$

Aplicamos las ecuaciones del equilibrio estático.

$$\sum FH = 0 \rightarrow RAX = R2 * \cos 12$$

$$\sum FV = 0 \rightarrow RAy + R2 + \text{sen } 12 = PCGB + PC$$

Calculamos  $R_2$

$$R2 * d = PCGB * A - CGB + PC * AC$$

$$d = 51,80 \text{ mm} = 0,0518 \text{ m}$$

$$R2 = \frac{4,35 * 0,213 + 11,4 * 1,111}{0,0518} = 262,27 \text{ KN}$$

Descomponiendo esta reacción

$$R_{2x} = R_2 * \cos 12 = 256,54 \text{ KN}$$

$$R_{2y} = R_2 * \sen 12 = 54,53 \text{ KN}$$

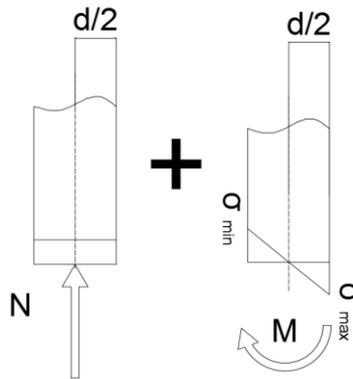
Resolviendo las ecuaciones del equilibrio

$$R_{AX} = 256,54 \text{ KN}$$

$$R_{AY} = (4,32 + 11,4) - (54,53) = - 36,81 \text{ KN}$$

La sección a estudiar será la  $R_2$  de donde tomamos los valores de cálculo para determinar si cumple con las tensiones aplicadas. Si determinamos las tensiones en  $R_2$  obtenemos, que dicha tensión es la suma de la tensión debida a axiles y la tensión debida a momentos flectores. Se estudiará también la influencia de los esfuerzos cortantes para determinar la zona más desfavorable, en el extremo exterior del perfil o en la fibra neutra.

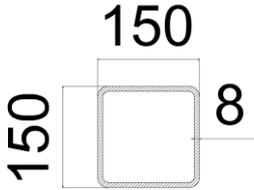
Tensiones en el extremo de la sección.



$$|\sigma_{max}| = \sigma_N + \sigma_{fl}$$

Determinaremos:

Momento de inercia de una sección de 150\*150\*8 mm



$$I = \frac{1}{12} (150^4 - 134^4) = 15319338,67 \text{ mm}^4$$

Área de la sección

$$A = 150^2 - 134^2 = 4544 \text{ mm}^2$$

Módulo resistente de la sección

$$W = \frac{I}{d/2} = \frac{15319338,67}{75} = 204.257,8 \text{ m}^3$$

Para obtener la tensión debida al axil, determinamos

$$RA = \sqrt{R_{AX} + R_{AY}}$$

$$RA = N = 259,17 \text{ MPa}$$

$$\sigma_N = \frac{N}{A}$$

$$\sigma_N = \frac{(259,17 * 10^3)}{4544} = 57,03 \text{ MPa}$$

Tensión debida al flector

$$MB = MPGB + MPC$$

$$MB = 0,213 * 4,32 + 1,111 * 11,4 = 13,58 \text{ KNm}$$

$$\sigma_{fl} = \frac{M}{I} * \frac{d}{2} = \frac{M}{W}$$

$$\sigma_{Mfl} = \frac{13,58 * 10^6}{204258} = 66,48 \text{ MPa}$$

Tensión máxima N + M<sub>FL</sub>

$$|\sigma_{max}| = \sigma_N + \sigma_{fl}$$

$$|\sigma_{max}| = 66,48 + 57,03 = 123,51 \text{ MPa}$$

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

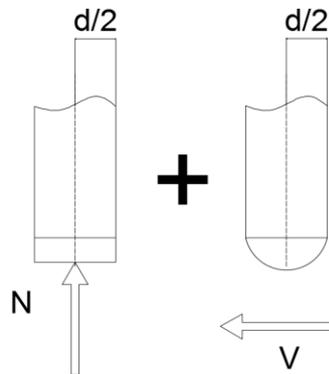
$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2)} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{Mfl})^2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(66,48 + 57,03)^2}$$

$$\sigma_{VM} = 123,51 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

Tensiones en la fibra neutra



$$\sigma_N = \frac{(259.17 * 10^3)}{4544} = 57.03 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{262.27 * 10^3}{4544} = 57.72$$

Utilizando Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{57.03^2 + 3 * 57.72^2}$$

$$\sigma_{VM} = 115.09 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

Ambas tensiones están por debajo del límite elástico del material, siendo la más desfavorable la que se produce en el extremo de la sección, resultante de  $N + M_{fi}$ .

$$|\sigma_{max}| = \sigma_N + \sigma_{fl}$$

$$|\sigma_{max}| = 66.48 + 57.03 = 123.51 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = 123.51 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta esto:

$$X = 4 + \frac{Sy}{\sigma VM}$$

$$X = 4 + \frac{335}{123,51} = 6,71$$

Obteniendo un factor de seguridad de 6.71

#### **6.2.4. Base. Cálculo Ansys.**

Cálculo de la base de la articulación mediante Ansys.

Para el cálculo de las tensiones en la base de la articulación, se cambia la forma de proceder. Se utiliza el método de cálculo por elementos finitos.

La pieza base de la articulación, se simplifica eliminando los chaflanes de la base para soldadura. Se generan las restricciones pertinentes en la unión de esta pieza con el “centrino” y se aplican cargas distribuidas en el área que el brazo apoya en la base de la articulación y cargas puntuales  $R_{AX}$  y  $R_{AY}$  en el agujero del eje.

$$R_2 = 262,27 \text{ KN}$$

Fuerza distribuida

$$P_{R2} = \frac{R_2}{A} = \frac{262.27 * 10^3}{0.204 * 0.074} = 17.37 \text{ MPa}$$

Fuerzas puntuales

$$RA = 259,17 \text{ MPa}$$

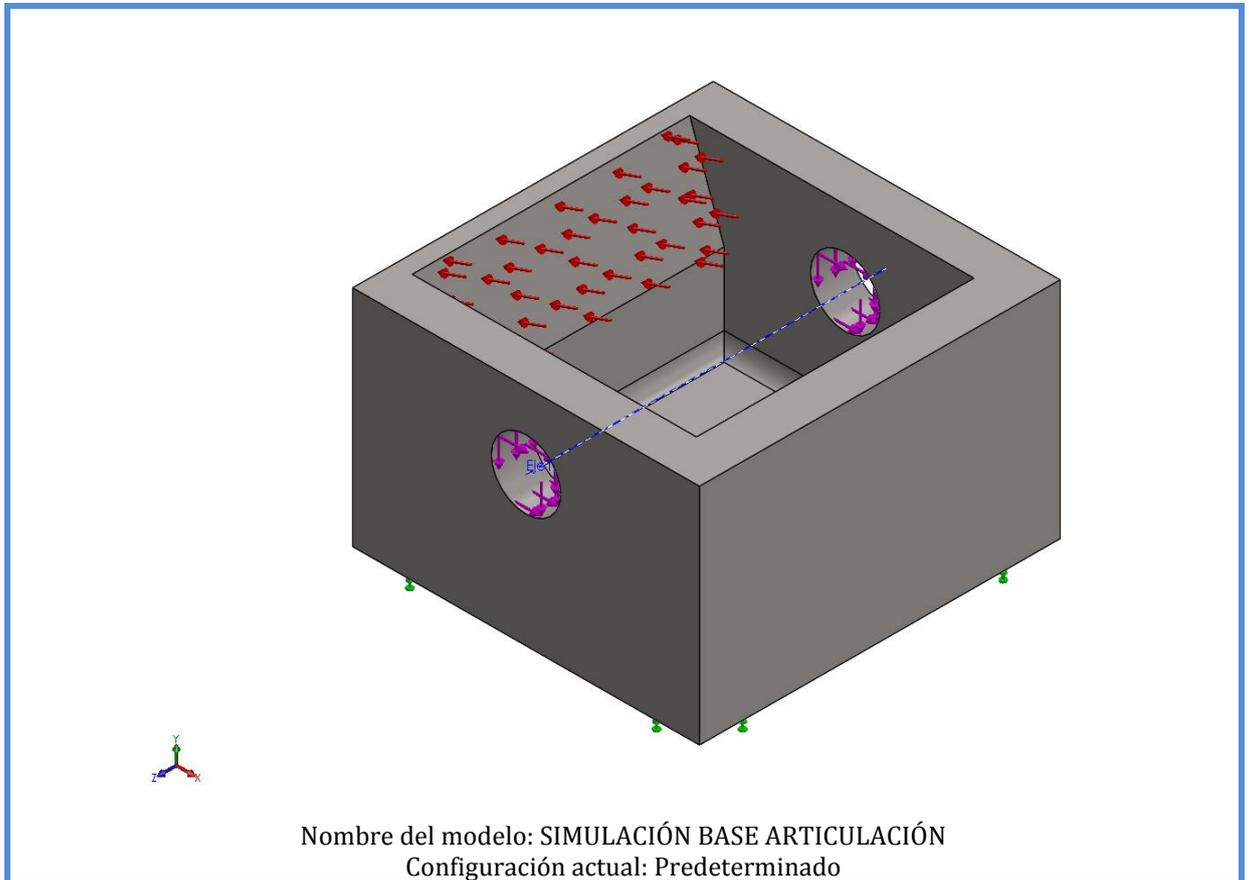
$$RAX = 256,54 \text{ KN}$$

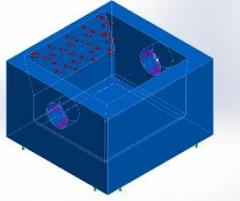
$$RAY = - 36,81 \text{ KN}$$

Se malla la pieza mediante elementos triangulares cuadráticos y se procede al cálculo de la pieza.

Obteniéndose los resultados mostrados en el siguiente informe.

INFORMACIÓN DE MODELO

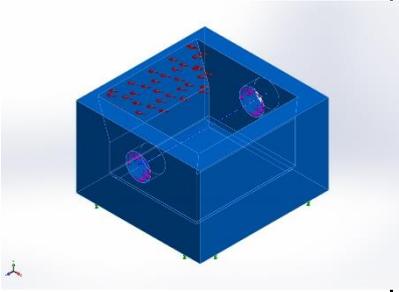


Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Redondeo1 	Sólido	Masa:44.0253 kg Volumen:0.00564427 m <sup>3</sup> Densidad:7800 kg/m <sup>3</sup> Peso:431.448 N	C:\Users\Pau\Desktop\ SIMULACION BASE\SIMULACIÓN BASE ARTICULACIÓN.SLDPR T Jul 18 21:35:38 2017

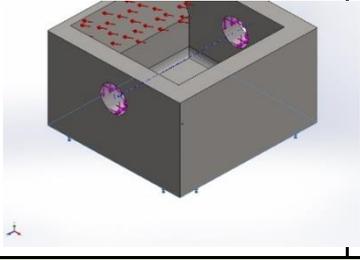
**UNIDADES**

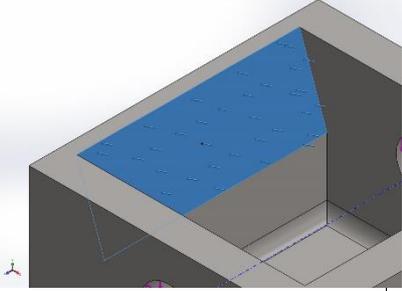
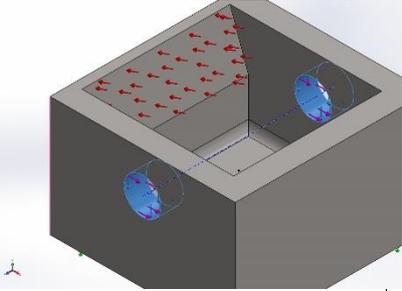
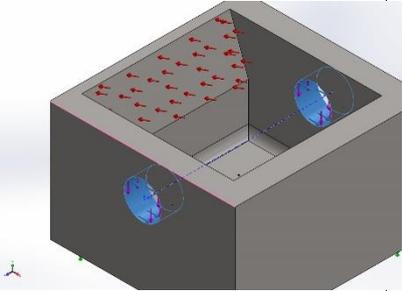
<b>Sistema de unidades:</b>	Métrico (MKS)
<b>Longitud/Desplazamiento</b>	mm
<b>Temperatura</b>	Kelvin
<b>Velocidad angular</b>	Rad/seg
<b>Presión/Tensión</b>	N/m <sup>2</sup>

**PROPIEDADES DE MATERIAL**

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: <b>1.0553 (S355J0)</b> Tipo de modelo: <b>Isotrópico elástico lineal</b> Criterio de error predeterminado: <b>Desconocido</b> Límite elástico: <b>2.75e+008 N/m<sup>2</sup></b> Límite de tracción: <b>4.5e+008 N/m<sup>2</sup></b> Módulo elástico: <b>2.1e+011 N/m<sup>2</sup></b> Coeficiente de Poisson: <b>0.28</b> Densidad: <b>7800 kg/m<sup>3</sup></b> Módulo cortante: <b>7.9e+010 N/m<sup>2</sup></b> Coeficiente de dilatación térmica: <b>1.1e-005 /Kelvin</b>	<b>Sólido 1(Redondeo1)(140 SOPORTE BRAZO OREJAS VERSION 3)</b>
Datos de curva:N/A		

**CARGAS Y SUJECIONES**

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: <b>1 cara(s)</b> Tipo: <b>Geometría fija</b>		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
<b>Fuerza de reacción(N)</b>	<b>244277</b>	<b>599281</b>	<b>-5.04364</b>	<b>647155</b>
<b>Momento de reacción(N.m)</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Presión-1		<p>Entidades: 1 cara(s)                      Tipo: Normal a cara seleccionada                      Valor: 17.37                      Unidades: N/mm<sup>2</sup> (MPa)                      Ángulo de fase: 0                      Unidades: Deg</p>
Fuerza-2		<p>Entidades: 2 cara(s)                      Referencia: Arista &lt; 1 &gt;                      Tipo: Aplicar fuerza                      Valores: ---, ---, 256540 N</p>
Fuerza-3		<p>Entidades: 2 cara(s)                      Referencia: Arista &lt; 1 &gt;                      Tipo: Aplicar fuerza                      Valores: ---, ---, -36.81 N</p>

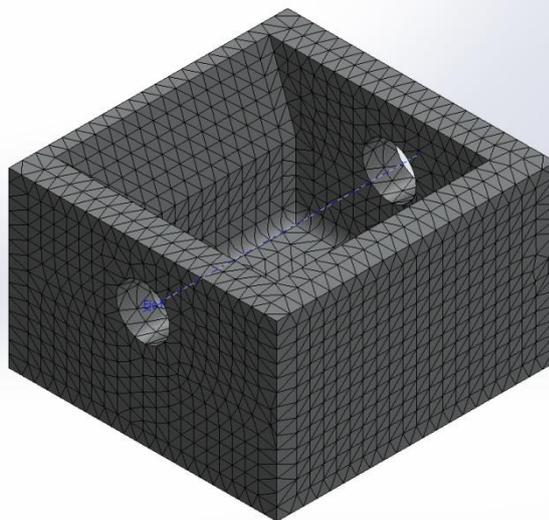
## INFORMACIÓN DE MALLA

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	12.4655 mm
Tolerancia	0.623274 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

## INFORMACIÓN DE MALLA – DETALLES

Número total de nodos	31770
Número total de elementos	20063
Cociente máximo de aspecto	4.9399
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:01
Nombre de computadora:	TOSHIBA

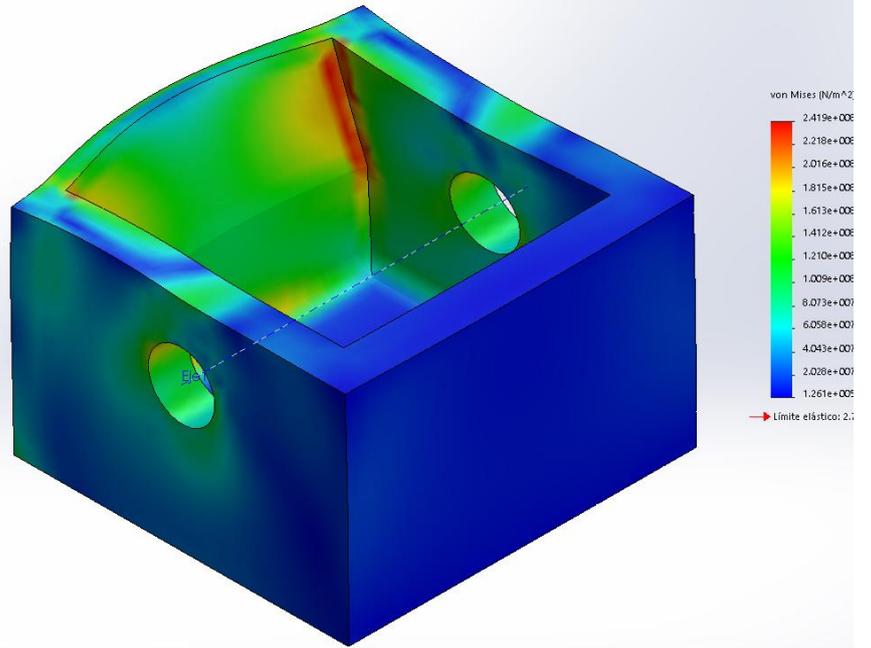
Nombre del modelo: SIMULACIÓN BASE ARTICULACIÓN  
 Nombre de estudio: Análisis estático (Predeterminado)  
 Tipo de malla: Malla sólida



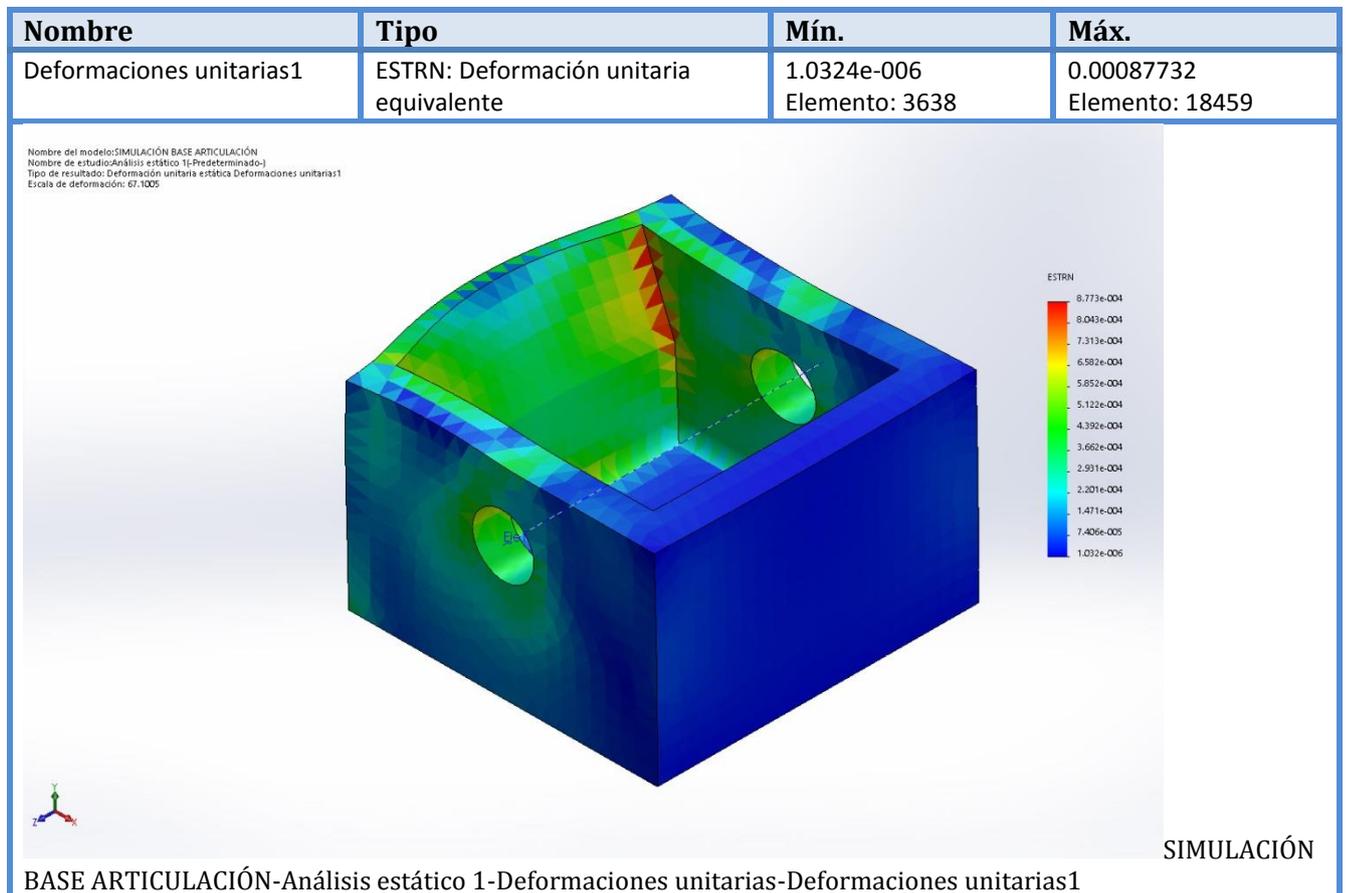
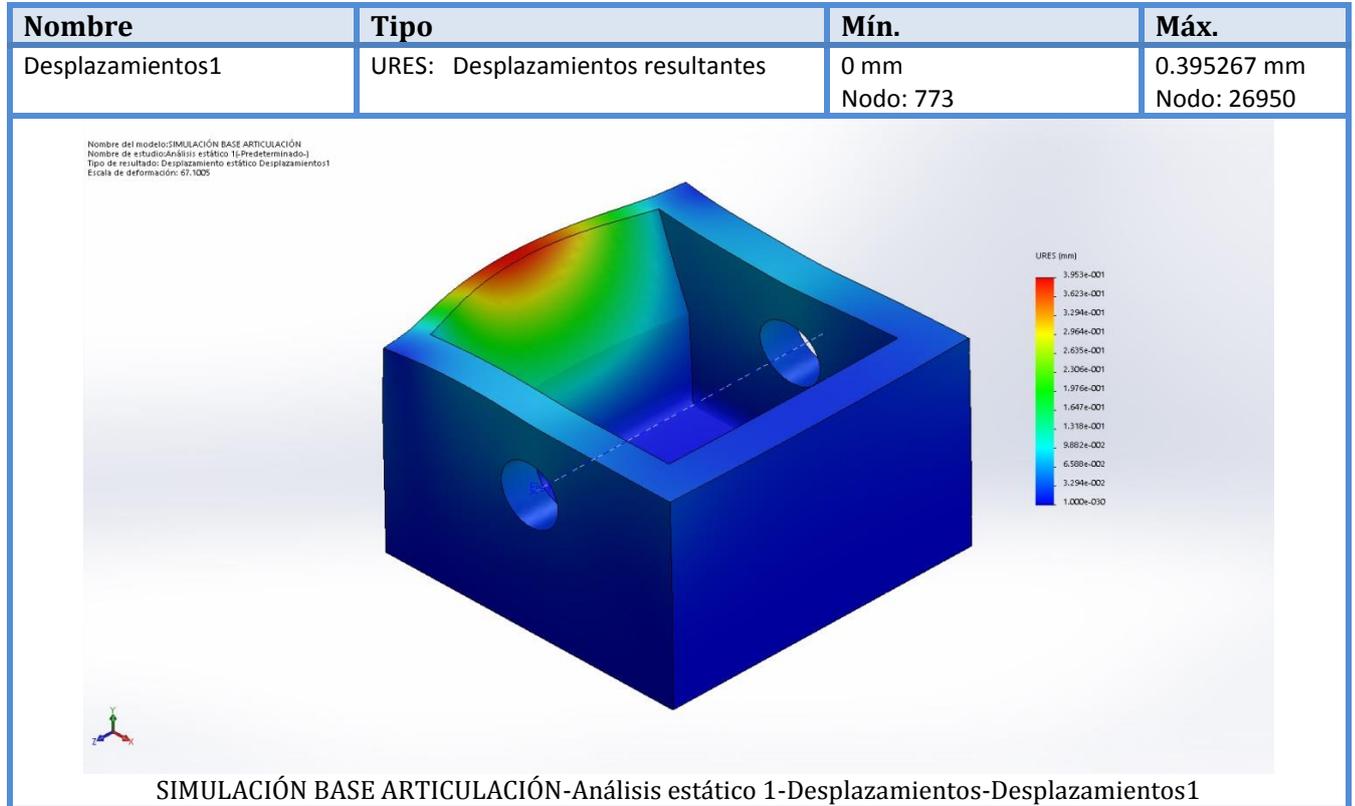
**RESULTADOS DEL ESTUDIO**

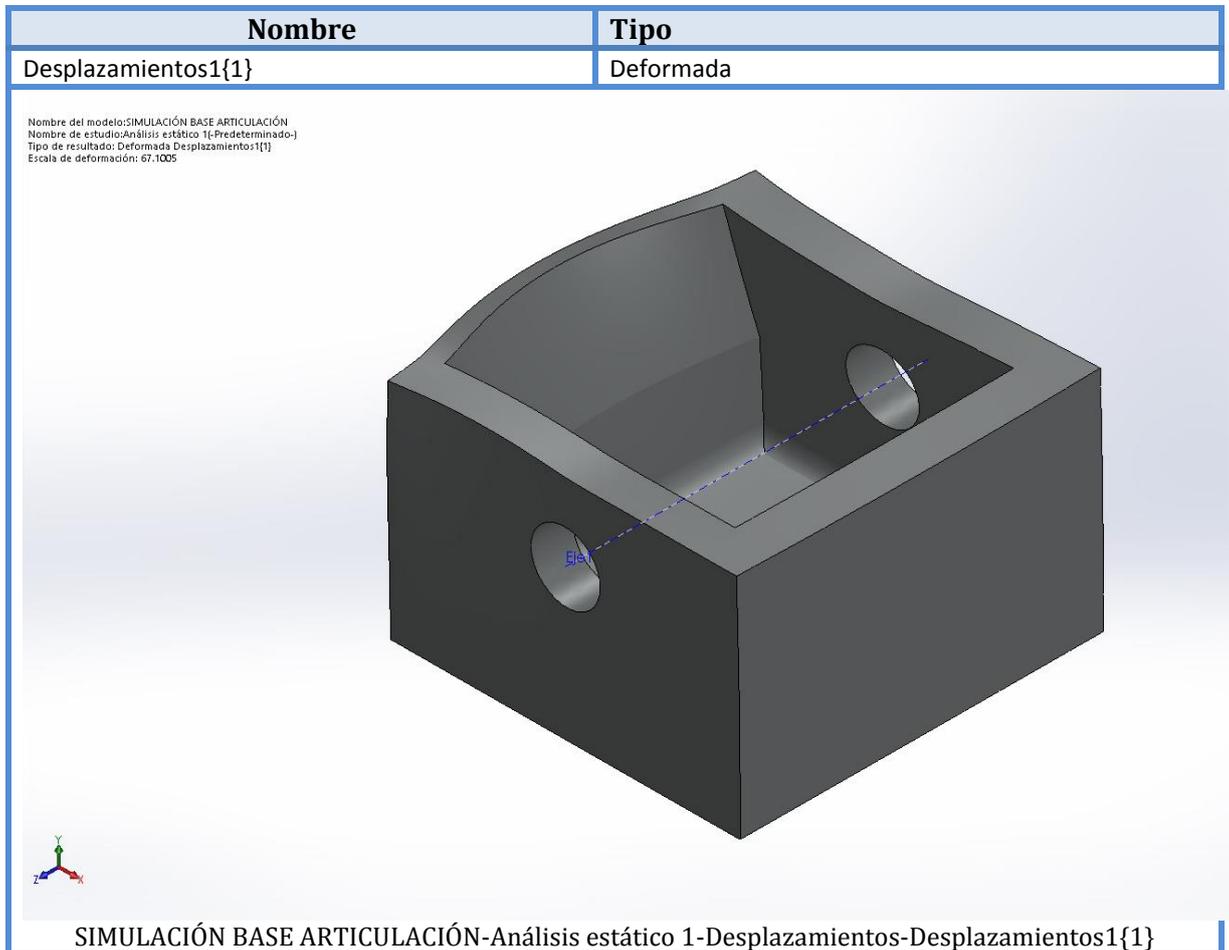
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	126138 N/m <sup>2</sup> Nodo: 28371	2.41946e+008 N/m <sup>2</sup> Nodo: 30766

Nombre del modelo: SIMULACIÓN BASE ARTICULACIÓN  
 Nombre de estudio: Análisis estático 1-[Predeterminado-]  
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
 Escala de deformación: 67,1005



SIMULACIÓN BASE ARTICULACIÓN-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1





## CONCLUSIÓN

Tras el análisis mediante elementos finitos de la base de la articulación se concluye que el límite elástico del material no se supera en los estados de tensión aplicados. Estos estados de tensión están mayorados cuatro veces. Lo cual aporta seguridad adicional al cálculo.

La pieza es adecuada para el uso previsto.

### 6.3. SELECCIÓN CILINDRO.

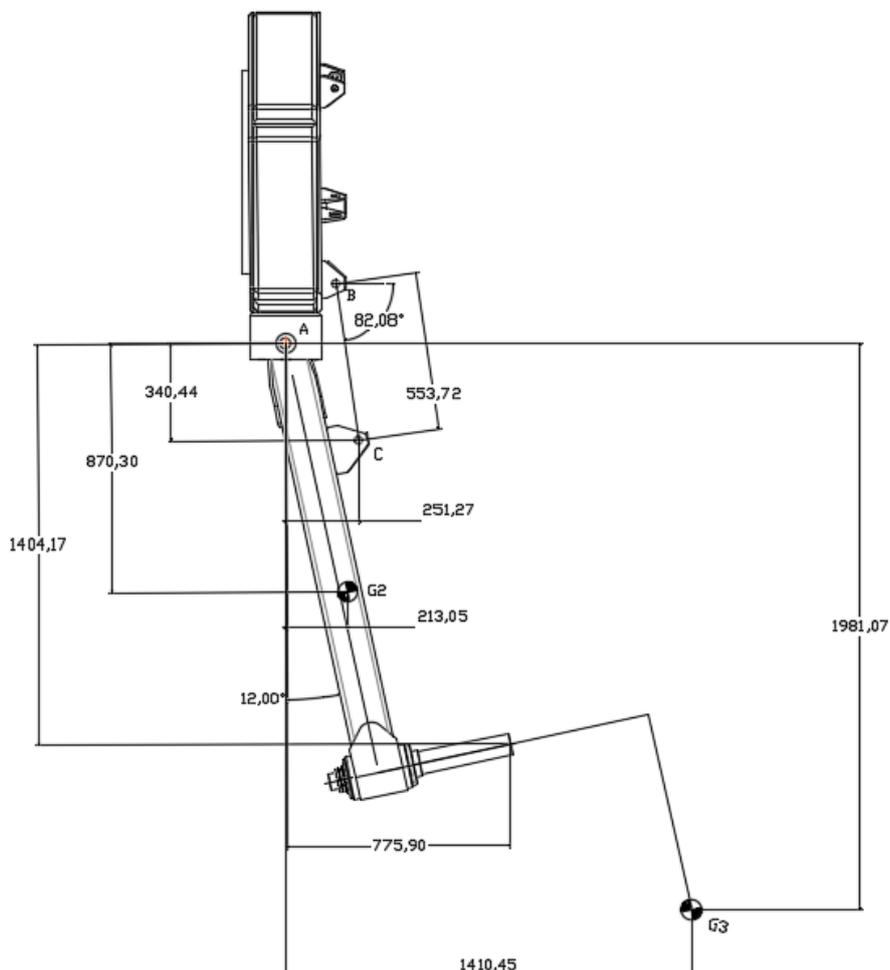
#### Cálculo fuerza y dimensionado del cilindro

En este apartado se calcula la fuerza necesaria para mover el brazo con la carroza a plena carga en las diferentes posiciones que puede presentar el mecanismo.

La determinación de la posición de los puntos relevantes para el cálculo se realiza de forma gráfica. Ya que al haber construido en 3D la maquina resulta sencillo extraer estos datos de los diferentes planos.

Se detallan cotas, que define el brazo articulado en su posición máxima y más desfavorable para el caculo. Esta posición corresponde a la inclinación de 12 grados inferior respecto de la vertical.

Se considera el origen de coordenadas en el punto A, que corresponde con la articulación entre el bloque central y el brazo.



Las posiciones 0º, 10º, 12º superior quedan definidas gráficamente en el apartado de CÁLCULO Y DIMENSIONADO DEL CILINDRO en el Anexo de cálculos.

<b>Peso brazo</b>	W2	=	0	i	-	1059,58	i	[N]
<b>Peso carroza</b>	W3	=	0	i	-	2844,9	j	[N]
<b>Distancia articulación CDG brazo</b>	rAG2	=	213	i	-	870	j	[N]
<b>Distancia articulación punto de aplicación del peso de la carroza</b>	rAG3	=	1410	i	-	1981	j	[N]
<b>Distancia articulación anclaje cilindro</b>	rAC	=	251	i	-	340	j	[N]
<b>Angulo cilindro</b>	alfa	=	82,08	º	=	1,4325669	rad	

Calculamos la fuerza  $F_{BC}$  por equilibrio de momentos.

$$\sum \overline{r} \overline{a} = \vec{0}$$

$$\overline{rAG2} * \overline{W2} + \overline{rAG3} * \overline{W3} + \overline{rAC} * \overline{FBC} = \vec{0}$$

$$\begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 213.05 & -870.30 & 0 \\ 0 & -1059.58 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 1410 & 1409.17 & 0 \\ 0 & -2844.90 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 251.27 & -340.44 & 0 \\ FBC * \cos(\alpha) & FBC * \sin(\alpha) & 0 \end{bmatrix} = \vec{0}$$

$$FBC = 21000,47[N]$$

La fuerza máxima a desarrollar por el cilindro será de 21000,47 [N], en la posición más desfavorable.

Las fuerzas requeridas para las diferentes posiciones con las siguientes:

**Comparativa posiciones y fuerzas**

	Posición 0	Posición 10	Posición 12	Posición FMAX	
<b>Fuerza ejercida por el cilindro</b>	15756,23	16674,19	16792,99	21000,47	[N]
	1606,14	1699,71	1711,82	2140,72	[Kgf]
<b>Fuerza ejercida por el cilindro x2</b>	31512,46	33348,38	33585,99	42000,94	[N]
	3212,28	3399,43	3423,65	4281,44	[Kgf]

En función de estos cálculos se selecciona un cilindro del fabricante BASTIMEC de las siguientes características.

Selecciono un cilindro de Bastimec serie 200 202/030

Dext	80,00	mm
Dint	70,00	mm
D Bastago	40,00	mm
Carrera	300,00	mm
L min	500,00	mm

Carrera requerida del cilindro 39,52 mm. La carrera se ajustará a las necesidades de la máquina, quedando limitada al recorrido necesario para mantener los brazos en posición vertical e inclinarlos hasta 10 grados máximo.

### 6.4. SELECCIÓN RODAMIENTOS.

Los rodamientos de la cabeza del brazo que permiten el movimiento del eje de la carroza son de rodillos cónicos y se montan en la configuración TDO espalda con espalda según el siguiente esquema.

Este tipo de rodamientos soportan bien cargas axiales y radiales, aceptando una cierta desalineación del eje (Fig.84).

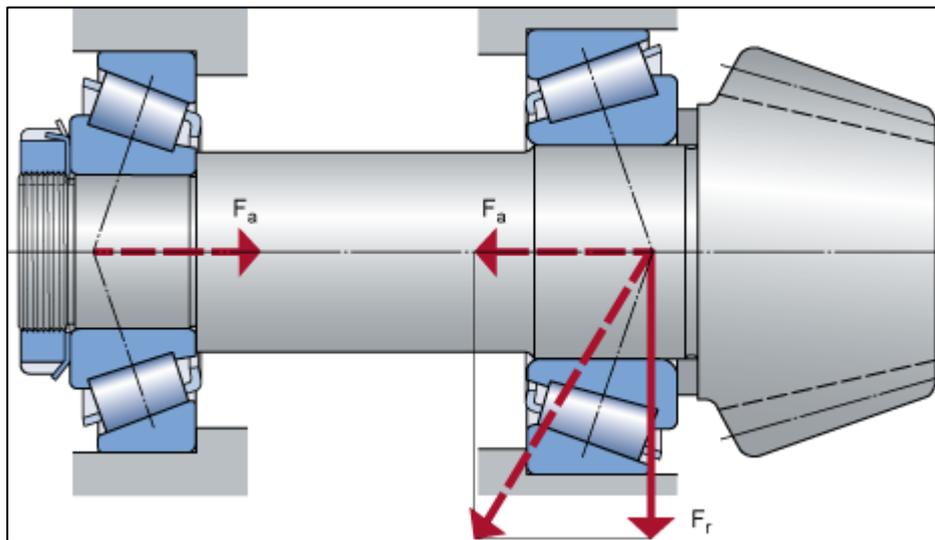
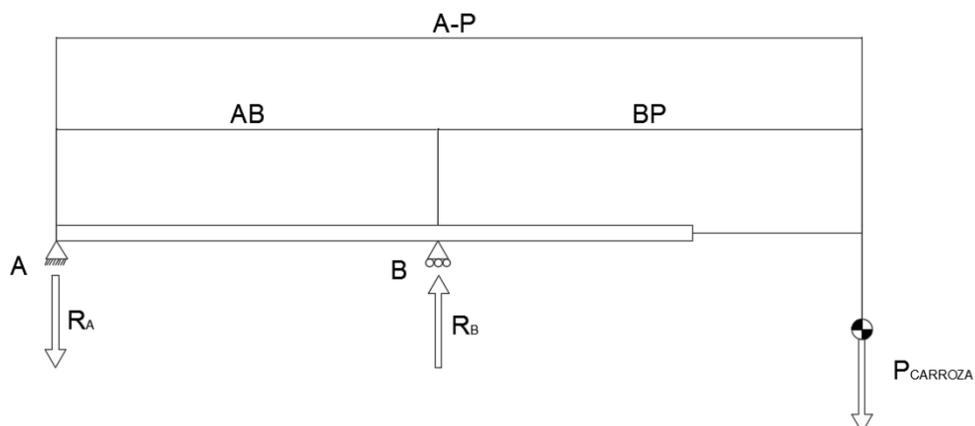


Figura 84. Montaje rodamientos cónicos. Configuración espalda con espalda.

Para el cálculo de los mismos se dibuja el diagrama del sólido libre donde los puntos a y b corresponden a los rodamientos.



Distancias y pesos

$$AB = 187 \text{ mm} = 0,187 \text{ m}$$

$$BP = 865 \text{ mm} = 0,865 \text{ m}$$

$$AP = 1052 \text{ mm} = 1,052 \text{ m}$$

$$PC = 2844,9 \text{ N}$$

Reacciones en los rodamientos

$$\sum FX = 0$$

$$RAX = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$RBY * AB - PC * AP = 0$$

$$RBY = \frac{PC * AP}{AB} = \frac{2844,9 * 1,052}{0,187} = 16004,46 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$RAY * AB - PC * BP = 0$$

$$RAY = \frac{PC * BP}{AB} = \frac{2844,9 * 0,865}{0,187} = 13159,56 \text{ N}$$

Cargas máximas en rodamiento B para las posiciones 0º y 10º

**0º**

$$RBX = 0$$

$$RBY = 16004,46 \text{ N}$$

**10º**

$$RBX = 0$$

$$RBY = 0$$

Cargas en rodamiento A:

0°

$$RAX = 0$$

$$RAY = 13159,56 \text{ N}$$

10°

$$Fh = RAX = PC * \text{sen}(10^\circ) = 494,012 \text{ N}$$

$$Fh = RAY = PC * \text{cos}(10^\circ) = 2081,67 \text{ N}$$

Seleccionamos el rodamiento 302140 ISO335 3EB del fabricante SKF. De su catálogo extraemos las siguientes características.

$$D_{\text{int}}/D_{\text{EXT}} = 70/125$$

$$C = 125000 \text{ N}$$

$$C_0 = 156000 \text{ N}$$

$$P_u = 18300$$

$$e = 0,43$$

$$Y = 1,4$$

$$Y_0 = 0,8$$

### Determinación Precarga

Para rodamientos de una hilera de rodillos cónicos, tratando de evitar que el rodamiento B pierda toda carga cuando el rodamiento A se somete a una fuerza axial, se requiere aplicar una precarga de magnitud:

$$FAb = \frac{0,5 * F_{rB}}{Y_B}$$

$$FAa = \frac{0,5 * F_{rB}}{Y_B} + F_{hA}$$

Esta precarga mantiene unido el conjunto en condiciones adecuadas de funcionamiento.

Precarga y fuerza axial para el rodamiento A

$$FRA = RAY = 13159,56 \text{ N}$$

$$FAA = RAX = \frac{0,5 * 16004,46}{1,4} + 494,012 = 6029,89 \text{ N}$$

Precarga y fuerza axial para el rodamiento B

$$FRB = RBY = 16004,46$$

$$FAB = RBX = \frac{0,5 * 16004,46}{1,4} = 5715,875 \text{ N}$$

Cálculos para determinar si se considera la carga axial en la determinación de la carga equivalente.

El catálogo del fabricante nos indica  $e=0,43$  para este modelo.

Rodamiento A

$$\frac{FAA}{FRA} = \frac{6029,89}{13159,56} = 0,45$$

$$0,45 > e$$

Consideramos la F axial en A

$$Feq = 0,4 * F2A + Y * FAA$$

$$FeqA = 0,4 * 13159,56 + 1,4 * 6029,84 = 13705,6 \text{ N}$$

Rodamiento B

$$\frac{FAB}{FRB} = \frac{5715,875}{16004,46} = 0,35$$

$$0,35 < e$$

No consideramos F axial en B

$$FeqB = FRB = 16004,16 \text{ N}$$

Consideramos ambos rodamientos bajo carga estática, ya que giran a menos de 20 r.p.m.

$$X_0 = \frac{C_0}{F_0}$$

$$C_0 = 156000$$

Determinamos el coeficiente de seguridad para el rodamiento A,

$$F_0 = F_{eqA} = 13705,6 \text{ N}$$

$$X_A = \frac{156000}{13705,6}$$

$$X_A = 11,38$$

Determinamos el coeficiente de seguridad para el rodamiento B,

$$F_0 = F_{eqB} = 16004,16 \text{ N}$$

$$X_B = \frac{156000}{16004,16}$$

$$X_B = 9,747$$

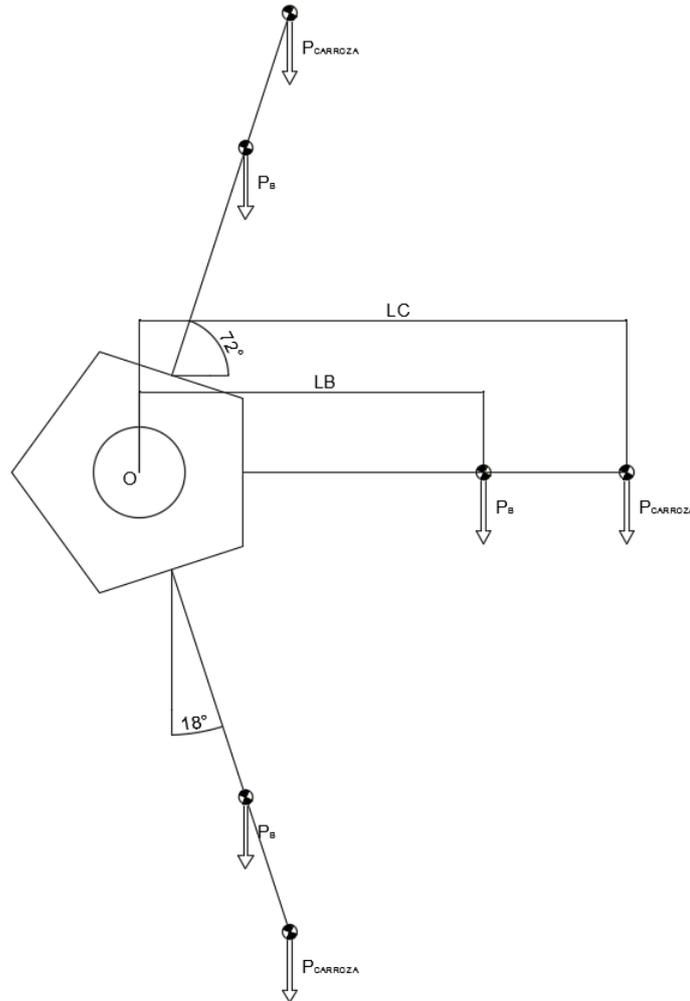
El coeficiente de seguridad es suficiente para cualquiera de los dos rodamientos.

## 6.5. CONJUNTO DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.

El par que debe de generar el conjunto de transmisión de movimiento. El conjunto de transmisión de movimiento estará compuesto por el motor reductor y por un piñón-corona a la salida del reductor que ofrecerá el par necesario para hacer rodar la atracción.

Determinamos el par máximo a vencer en la situación más desfavorable. Carga parcial de la atracción, tres carrozas cargadas completamente en la posición ilustrada.

Diagrama del solido libre.



Distancias y pesos

$$PC = 2844,9 \text{ N}$$

$$PB = 1059,48 \text{ N}$$

$$LC = 2133 = 2,133 \text{ m}$$

$$LB = 1473 = 1,473 \text{ m}$$

$$\alpha 1 = 72^\circ$$

$$\alpha 2 = 18^\circ$$

Se desprecia el peso del centrino y los momentos que genera, por equilibrio de momentos tenemos:

$$\sum M_0 = 0$$

$$M_{\text{Brazo 1}} = PB * \text{sen } \alpha_1 * LB + PC \text{ sen } \alpha_1 * LC$$

$$M_{\text{Brazo 2}} = PB * LB + PC * LC$$

$$M_{\text{Brazo 3}} = PB * \text{cos } \alpha_2 * LB + PC * \text{cos } \alpha_2 * LC$$

$$M_{\text{Total}} = M_1 + M_2 + M_3$$

$$M_{\text{Brazo 1}} = 7.26 \text{ KNm}$$

$$M_{\text{Brazo 2}} = 7.63 \text{ KNm}$$

$$M_{\text{Brazo 3}} = 7.26 \text{ KNm}$$

$$M_{\text{Total}} = 22.14 \text{ KNm}$$

Si damos un coeficiente de seguridad de  $X=2$  obtenemos

$$M_{\text{Total}} = 22.14 * 2 = 44.28 \text{ KNm}$$

El cálculo y selección de las relaciones de transmisión y potencias del motor, reductor y conjunto piñón corona se dejan fuera del estudio de este proyecto. Contando con el par necesario a mover se debería de desarrollar la cadena de transmisión de movimiento para caracterizar el motor-reductor y el conjunto piñón corona.

Se realizaría un predimensionado para luego ponerse en contacto con los diferentes fabricantes que ofrecerían verificación de la preselección y presupuesto ajustado.

Para la sección del motor corona un fabricante puede ser ABB fabricante de motor-reductores y proveedor habitual de Sartori Rides SRL.

Para la verificación del piñón corona se puede contactar con Rothe Erde Iberica S.A., fabricante de rodamientos de grandes dimensiones y proveedor habitual de Sartori Rides SRL

## 7. PRESUPUESTO.

No se consideran en el cálculo del presupuesto los elementos de transmisión de movimiento circular. Piñón –corona y motor-reductor.

### PRESUPUESTO GENERAL

CENTRINO											
Código	Nº Plano	Descripción	Material	Unidad	Peso Kg material	Importe €/Kg	Coste material	Precio Corte, mecanizado, preparación soldadura	Precio Ud.	Cantidad	Importe total (€)
1	101	C FRONTAL	S355J0	Kg	76,34	1,47	112,53	78,00	190,53	1	190,53
2	102	C VERTICAL	S355J0	Kg	21,58	1,47	31,81	19,50	51,31	5	256,54
3	103	C TRASERO	S355J0	Kg	98,05	1,47	144,53	64,50	209,03	1	209,03
4	104	C REFUERZO INTERIOR	S355J0	Kg	2,72	1,47	4,01	3,25	7,26	10	72,59
5	301	BULON BRAZOS CON TORNILLO	S355J0	Kg	4,71	1,47	6,94	50,00	56,94	5	284,71
6	302	ARANDELAS BRONZINA	Bronce técnico	Kg	0,10	10,48	1,08	2,00	3,08	10	30,79
7	303	SOPORTE BRAZO OREJAS VERSIÓN 2	S355J0	kg	43,62	1,47	64,30	350,00	414,30	5	2.071,48
9	305	TEFLÓN DELANTERO 190X55X20	Plástico técnico	Kg	0,33	1,50	0,50	1,75	2,25	5	11,26
10	306	TEFLÓN TRASERO 190X40X20	Plástico técnico	Kg	0,16	1,50	0,24	2,00	2,24	5	11,22
11	105	SOPORTE CILINDRO BASE VERSIÓN 2	S275JR	Kg	0,43	1,34	0,58	3,50	4,08	10	40,82
12	106	REFUERZO SOPORTE CILINDRO 1 V2	S275JR	Kg	0,11	1,34	0,15	1,25	1,40	5	6,99
13	107	REFUERZO SOPORTE CILINDRO 2 V2	S275JR	Kg	0,22	1,34	0,30	1,50	1,80	5	8,98
14	108	PLAIN WHASHER	Comercial	Ud.					1,50	10	15,00
15		CILINDRO HIDRÁULICO	Comercial	Ud.					743,00	5	3.715,00
S0002		ASISTENTE SOLDADOR		h					12,00	24	288,00
S0001		SOLDADOR		h					18,00	24	432,00
<b>SUBTOTAL</b>											<b>7.644,94 €</b>

COLUMNA											
Código	Nº Plano	Descripción	Material	Unidad	Peso Kg Material	Importe €/Kg	Coste material	Precio Corte, mecanizado, preparación soldadura	Precio Ud.	Cantidad	Importe total (€)
17	201	COLUMNA 260X260X10 3691mm	S355J0	Kg	286,23	1,47	421,90	20,00	441,90	1	441,90
18	202	PLATO 50X8	S275JR	Kg	1,39	1,34	1,86	30,00	31,86	1	31,86
19	203	PLANCHA BASE	S355J0	Kg	26,73	1,47	39,40	30,00	69,40	1	69,40
20	204	PLATO TAPA	S355J0	Kg	3,39	1,47	5,00	15,00	20,00	1	20,00
21	205	LÁMINA RALLA 1	S355J0	Kg	55,48	1,47	81,78	250,00	331,78	1	331,78
22	206	NERVIO SUPERIOR 1 U	S275JR	Kg	1,93	1,34	2,59	2,25	4,84	1	4,84
23	207	NERVIO SUPERIOR 2	S275JR	Kg	1,37	1,34	1,84	2,00	3,84	1	3,84
24	208	NERVIO SUPERIOR GRANDE 3	S275JR	Kg	1,43	1,34	1,92	3,25	5,17	5	25,83
25	209	REFUERZO LATERAL COLUMNA B	S275JR	Kg	13,40	1,34	17,96	45,50	63,46	1	63,46
26	210	NERVIO BASE LARGO	S275JR	Kg	0,99	1,34	1,33	1,75	3,08	8	24,61
27	211	NERVIO BASE CORTO	S275JR	Kg	0,69	1,34	0,92	1,50	2,42	11	26,67
S002		ASISTENTE SOLDADOR		h					12,00	24	288,00
S0001		SOLDADOR		h					18,00	24	432,00
<b>SUBTOTAL</b>											<b>1.764,18 €</b>

BRAZO											
Código	Nº Plano	Descripción	Material	Unidad	Peso Kg Material	Importe €/Kg	Coste material	Precio Corte, mecanizado, preparacion soldadura	Precio Ud.	Cantidad	Importe total (€)
28	307	TUBO FINAL BRAZO	S275JR	Kg	1,36	1,34	1,82	55,00	56,82	5	284,11
29	308	SEPARADOR FINAL BRAZO	S275JR	Kg	0,745	1,34	1,00	12,00	13,00	5	64,99
30	310	SEPARADOR TRASERO FINAL BRAZO	S275JR	Kg	1,045	1,34	1,40	18,00	19,40	5	97,00
31	309	SEPARADOR DELANTERO FINAL BRAZO	S275JR	Kg	0,184	1,34	0,25	15,00	15,25	5	76,23
32	314	EJE FINAL BRAZO	S355J0	Kg	14,02	1,47	20,67	68,00	88,67	5	443,33
33	311	TUERCA SEGURIDAD KM12	Comercial	Ud.					3,00	10	30,00
34	312	ROSETA DE SEGURIDAD MB12	Comercial	Ud.					3,20	10	32,00
35	313	RODAMIENTO 30214_J2_Q_2_03 125X	Comercial	Ud.					48,32	10	483,20
36	315	TUBO ESTRUCTURAL 190X114.3 X 56	S275JR	Kg	11,55	1,34	15,48	12,00	27,48	5	137,39
37	316	REFUERZO INICIO BRAZO	S275JR	Kg	7,43	1,34	9,96	30,00	39,96	5	199,78
38	317	PERFIL BRAZO 150X150 FINAL ANGULO	S355J0	Kg	48,35	1,47	71,27	25,00	96,27	5	481,34
39	318	BRONZINA 173	Sinterizado bron	Kg	0,84	11,70	9,83	12,00	21,83	5	109,14
40	319	REFUERZO FINAL BRAZO	S275JR	Kg	5,79	1,34	7,76	25,00	32,76	5	163,79
S002		ASISTENTE SOLDADOR		h					12,00	120	1440,00
S0001		SOLDADOR		h					18,00	120	2160,00
<b>SUBTOTAL</b>											<b>6.202,30 €</b>

BASE											
Código	Nº Plano	Descripción	Material	Unidad	Peso Kg Material	Importe €/Kg	Coste material	Precio Corte, mecanizado, preparacion soldadura	Precio Ud.	Cantidad	Importe total (€)
43	403	HEB 260 LARGO	S275JR	Kg	554,339	1,34	742,81	10,00	752,81	1	752,81
44	404	HEB 260 CORTO	S275JR	Kg	277,16	1,34	371,39	10,00	381,39	2	762,79
45	405	PLETINA UNIÓN	S275JR	Kg	11,48	1,34	15,38	35,00	50,38	2	100,77
46	203	PLANCHA BASE	S355J0	Kg	17,1	1,47	25,21	25,00	50,21	1	50,21
47	406	COLUMNA 260X260X65	S275JR	Kg	46,00	1,34	61,64	15,00	76,64	1	76,64
48	407	PLANCHA BASE SIN AGUJEROS	S275JR	Kg	17,29	1,34	23,17	20,00	43,17	1	43,17
49	408	NERVIO 65 mm	S275JR	Kg	0,31	1,34	0,42	3,00	3,42	16	54,65
50	409	REFUERZO LATERAL CENTRAL	S275JR	Kg	3,44	1,34	4,61	4,50	9,11	2	18,22
51	410	PLANCHA LATERAL CENTRAL	S275JR	Kg	14,71	1,34	19,71	18,00	37,71	2	75,42
52	411	REFUERZO BASE LATERAL	S275JR	Kg	1,61	1,34	2,16	2,00	4,16	4	16,63
53		TORNILLERIA	Comercial	Ud.					1,25	27	33,75
S0002		ASISTENTE SOLDADOR		h					12,00	56	672,00
S0001		SOLDADOR		h					18,00	56	1008,00
<b>SUBTOTAL</b>											<b>4.151,54 €</b>

RESUMEN	
Concepto	Importe
Total Centrico	7.644,94 €
Total Columna	1.764,18 €
Total Brazo	6.202,30 €
Total Base	4.151,54 €
<b>Total presupuesto proyecto</b>	<b>19.762,97 €</b>
Honorarios ingeniería (22€/h x 350 h)	7.700,00 €
<b>Total presupuesto</b>	<b>27.462,97 €</b>

## 8. CONCLUSIONES.

En base a los objetivos planteados y el resultado del proyecto se puede concluir que:

- Se ha desarrollado con éxito el estudio previo de una atracción de feria.
- Se ha realizado el proceso de prototipado, diseño en 3D y cálculo de diferentes elementos que componen la atracción, poniendo especial énfasis en el desarrollo y evolución de los componentes que generan un nuevo movimiento. En este proceso de evolución se descartan diferentes alternativas hasta llegar a una solución técnica a través de la cual se aporta mayor simplicidad, seguridad y prestaciones al sistema.
- El desarrollo del proyecto en una empresa italiana en la que el alumno había trabajado como operario, permite un diseño con una clara vocación práctica teniendo siempre en mente uno de los principales objetivos, que dicho proyecto sirva como base para la construcción y comercialización de una noria infantil.

## 9. BIBLIOGRAFÍA.

ARGÜELLES AMADO, A.; VIÑA OLAY, I. *Problemas de elasticidad y resistencia de materiales*. Madrid: Bellisco Ediciones, 2012.

BLESA GONZÁLVIZ, AJ.; VALERO CHULIÁ, FJ. *Diseño de máquinas*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2016.

GASCH, I; *et al.* *Resistencia de materiales*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2013.

GERE, J.M. *Resistencia de Materiales*. Madrid: Thomson, 2004.

JEFFUS, L. *Soldadura, principios y aplicaciones*. Madrid: Paraninfo, 2009.

JULIÁ SANCHIS, E.; SEGURA ALCARAZ, J.G.; GADEA BORREL, J.M. *Ejercicios básicos de elasticidad y resistencia de materiales*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2004.

MOSQUERA FEIJÓO, J.C. *Resistencia de materiales, 51 Problemas útiles*. Madrid : García-Maroto editores, 2012.

RODA BUCH, A; MATA AMELA, V; ALBELDA VITORIA, J. *Máquinas y mecanismos*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2014.

SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R. *Diseño en ingeniería mecánica*. Madrid: McGraw-Hill, 2002.

TUR VALIENTE, M.; DENIA GUZMÁN, F.D. *Diseño de máquinas 1. Apuntes asignatura*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales, 2014.

TUR VALIENTE, M.; DENIA GUZMÁN, F.D. *Diseño de máquinas 2. Apuntes asignatura*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales, 2014.

## **10. ANEXO 1. CÁLCULOS.**