



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Politécnica Superior de Alcoy

DISEÑO Y PROPUESTA TÉCNICA DE FABRICACIÓN DE  
UN SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON PLATAFORMA  
GIRATORIA.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: García Romero, José María

Tutor/a: Montava Jordà, Sergi

Cotutor/a: Martínez Sanz, Antonio Vicente

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

## RESUMEN EN ESPAÑOL

El presente proyecto fin de grado posee como objetivo principal el diseño y una propuesta técnica de fabricación de un modelo de simulador de conducción, centrado en lograr una mayor inmersión en las experiencias de simulación gracias a la implementación de un sistema de giro de 360º, y que gracias a ello pueda usarse para el desarrollo de las nuevas tecnologías en los automóviles, profesionalizando el uso a nivel de investigación de estos.

Hoy en día, la parte correspondiente al desarrollo del software de simulación está creciendo exponencialmente, pero este avance se está viendo limitado a las capacidades mecánicas o de movimiento que poseen los modelos de simulación que se comercializan actualmente. Por ello, nuestro diseño cambia varios conceptos para conseguir una mejor respuesta y complejidad en los movimientos e inercias.

Este proyecto incluye todos los cálculos justificativos, análisis de los elementos diseñados, justificación de todos aquellos componentes comerciales seleccionados, planos necesarios para la fabricación y su coste de ejecución.

Con este TFG se trabajarán las siguientes competencias de la titulación:

- 01 (E) Capacidad para la resolución de los problemas matemáticos que puedan plantearse en la ingeniería. Aptitud para aplicar los conocimientos sobre: álgebra lineal; geometría; geometría diferencial; cálculo diferencial e integral; ecuaciones diferenciales y en derivadas parciales; métodos numéricos; algorítmicos numéricos; estadísticos y optimización.
- 02 (E) Comprensión y dominio de los conceptos básicos sobre las leyes generales de la mecánica, termodinámica, campos y ondas y electromagnetismo y su aplicación para la resolución de problemas propios de la ingeniería.
- 05 (E) Capacidad de visión espacial y conocimiento de las técnicas de representación gráfica, tanto por métodos tradicionales de geometría métrica y geometría descriptiva, como mediante las aplicaciones de diseño asistido por ordenador.
- 41 (E) Conocimientos y capacidades para aplicar las técnicas de ingeniería gráfica.
- 42 (E) Conocimientos y capacidades para el cálculo, diseño y ensayo de máquinas.
- 44 (E) Conocimientos y capacidades para aplicar los fundamentos de la elasticidad y resistencia de materiales al comportamiento de sólidos reales.
- 47 (E) Conocimientos y capacidades para la aplicación de la ingeniería de materiales.

- 48 (E) Conocimiento aplicado de sistemas y procesos de fabricación, metrología y control de calidad.
- 64 (G) Capacidad de resolver problemas con iniciativa, toma de decisiones, creatividad, razonamiento crítico y de comunicar y transmitir conocimientos, habilidades y destrezas en el campo de la Ingeniería Industrial.
- 66 (G) Capacidad para el manejo de especificaciones, reglamentos y normas de obligado cumplimiento.
- 73 (G) Capacidad para aplicar el conocimiento sobre la seguridad y salud laboral, prevención de riesgos laborales y seguridad en máquinas, según la normativa vigente en protección pasiva y activa sobre incendios, y aspectos de contaminación acústica.

**PALABRAS CLAVES:**

Simulador de conducción; diseño simulador; fabricación simulador; desarrollo de automóviles.

## RESUMEN EN INGLÉS (ABSTRACT)

The main objective of this final degree project is the design and a technical proposal for the manufacture of a driving simulator model, focused on achieving a greater immersion in the simulation experiences thanks to the implementation of a 360° turning system, and thanks to this it can be used for the development of new technologies in automobiles, professionalizing the use at a researching on them.

Nowadays, the simulation software's development is growing exponentially, but this progress is being limited to the mechanical or motion capabilities of the simulation models currently on the market. Therefore, our design changes several concepts to achieve a better response and complexity in the movements and inertias.

This project includes all calculations, analysis of the designed elements, justification of all those commercial components selected, drawings necessary for the manufacturing and its execution cost.

### KEYWORDS:

Driving simulator; simulator design; simulator manufacturing; automobile development.



## ÍNDICE

1	MEMORIA DESCRIPTIVA.....	7
1.1	OBJETO DEL PROYECTO.....	7
1.2	ANTECEDENTES.....	7
1.3	FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE UN SIMULADOR DE CONDUCCIÓN.....	9
1.4	ESTUDIO DE MERCADO.....	10
1.5	CRITERIOS GENERALES DEL DISEÑO.....	12
1.6	SOLUCIÓN.....	12
1.7	ESTRUCTURA DEL PROYECTO.....	14
1.8	RESUMEN PRESUPUESTO.....	15
1.9	CONCLUSIÓN.....	15
1.10	ANEJO Nº1: ESTUDIO DEL SISTEMA DE MOVIMIENTO SUPERIOR.....	16
1.11	ANEJO Nº2: CONCEPTUALIZACIÓN DEL SISTEMA DE GIRO.....	21
1.12	ANEJO Nº3: DISEÑO DE LA CADENA CINEMÁTICA.....	30
1.13	ANEJO Nº4: DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES.....	45
1.14	CÁLCULO DE RESISTENCIA DEL EJE INTERMEDIO.....	56
1.15	ANEJO Nº5: ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL CHASIS.....	90
2	PLANOS.....	104
2.1	ÍNDICE PLANOS.....	104
3	PLIEGO DE CONDICIONES.....	152
3.1	DOCUMENTACIÓN TÉCNICA DE REFERENCIA.....	152
3.2	CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS.....	152
3.3	CONDICIONES GENERALES DE LA EJECUCIÓN.....	154
3.4	CONDICIONES GENERALES ECONÓMICAS.....	155
3.5	CONDICIONES QUE DEBERÁN SATISFACER LOS MATERIALES.....	156
3.6	MECANIZACIÓN DE LAS PIEZAS.....	157

---

3.7	INTERPRETACIÓN DE DOCUMENTOS Y PLANOS .....	157
3.8	ESTRUCTURA METÁLICA.....	158
3.9	CONDICIONES GENERALES DE SEGURIDAD E HIGIENE .....	160
3.10	CONDICIÓN FINAL .....	162
4	PRESUPUESTO .....	164
4.1	INTRODUCCIÓN.....	164
4.2	COSTES DE REFERENCIA .....	164
4.3	COSTES UNITARIOS DE LAS PIEZAS A FABRICAR .....	165
4.4	COSTE DE ADQUISICIÓN DE COMPONENTES.....	170
4.5	COSTES DE MONTAJE DE SUBSISTEMAS .....	172
4.6	MONTAJE TOTAL DEL PROYECTO .....	177
5	ÍNDICE DE ILUSTRACIONES Y FICHAS TÉCNICAS.....	166
5.1	ÍNDICE DE ILUSTRACIONES DE LA MEMORIA DESCRIPTIVA.....	166
5.2	INDICE DE FICHAS TÉCNICAS DE LOS ANEXOS .....	168



**DOCUMENTO N°1**

**MEMORIA DESCRIPTIVA**

## 1 MEMORIA DESCRIPTIVA

### 1.1 OBJETO DEL PROYECTO

El presente proyecto fin de grado tiene como objetivo el análisis y el diseño de un prototipo de simulador de conducción, centrándose en el desarrollo de la plataforma de giro 360° para lograr una mayor inmersión en las experiencias de simulación.

Se analizarán las soluciones existentes en el mercado y se tomarán las decisiones conceptuales necesarias para alcanzar el objetivo de este proyecto.

Posteriormente, se diseñará el simulador en paralelo a la realización de los cálculos justificativos necesarios, concluyendo con la delineación técnica en forma de planos, un pliego de condiciones y un presupuesto.

Así, el proyecto incluirá:

- Análisis de la competencia y toma de decisiones conceptuales.
- Diseño con programa de modelado sólido en 3D de todo el simulador.
- Cálculo, análisis y dimensionamiento de los elementos mecánicos del sistema de giro y movimiento de la base.
- Elaboración de planos finales en 2D y selección de materiales y comerciales que hagan viable la fabricación.
- Pliego de condiciones para la fabricación del proyecto.
- Realización de presupuesto de los costes de material y mano de obra.

### 1.2 ANTECEDENTES

La finalidad última de cualquier simulador es conseguir una capacidad de engaño del sistema vestibular, el cual se encarga del equilibrio y del control espacial del cuerpo humano, para hacerle creer que se encuentra en la situación objeto de la simulación.

En nuestro caso de un simulador de conducción, cuando se realiza este engaño el cuerpo cree que se encuentra en unos estados de movimiento e inercias iguales como cuando se está

conduciendo un vehículo. Cualquier simulador del mercado puede lograr en mayor o menor medida esta simulación.

Nuestro prototipo se plantea de diferente manera, y es profesionalizar el uso de estos simuladores a nivel de investigación y desarrollo de los automóviles. Esto se consigue gracias en gran medida al avance de los softwares de simulación, que son capaces de monitorizar desde el desgaste de los neumáticos de manera independiente, hasta las vibraciones originadas por un elemento de la carrocería que está dañado.

Este avance tecnológico en los programas de simulación se ve limitado hoy en día a las capacidades "mecánicas" o de movimiento que poseen los modelos que se comercializan, por lo que nuestro prototipo cambia varios conceptos para conseguir una mejor respuesta, más variabilidad en los movimientos y mejorar las inercias. Todo ello lo conseguiremos gracias a la implementación de un innovador sistema de giro completo del simulador.

La realidad es que a nivel de competiciones automovilísticas nunca se podrán simular completamente las sensaciones generadas por las fuerzas G, ya que hay situaciones que se alcanzan hasta 4 o 5 veces la masa del cuerpo. Aun así, nosotros nos centraremos en la industria del vehículo de calle, el cual raramente alcanza altas fuerzas G.

Este prototipo consta fundamentalmente de 3 partes bien diferenciadas: una base que es la responsable de un movimiento de giro y donde la cual se montan el resto de las partes; los actuadores lineales que son los responsables de mover la parte superior en distintos ángulos con determinadas inercias; y la plataforma superior, que consta de un asiento y elementos periféricos como pantallas, volante y pedales, para asemejar lo mayormente posible a los elementos que se encuentran en un automóvil.

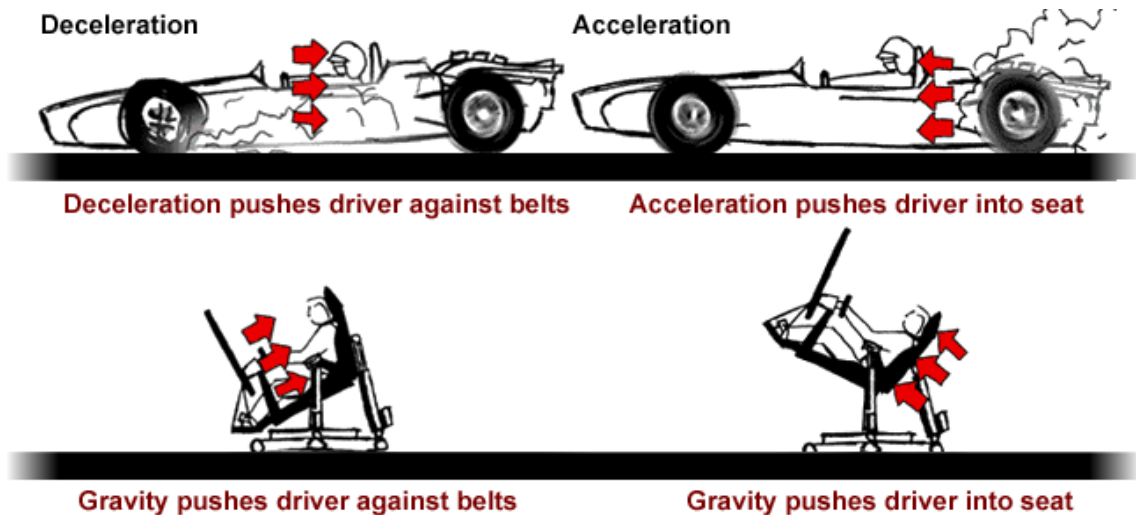
El proyecto no entra en detalle ni en el software de simulación ni en los elementos eléctricos e informáticos de control necesarios, solamente incluye todos los planos necesarios para su fabricación, los cálculos justificativos de la transmisión de la base giratoria, el análisis ante las sollicitaciones críticas de los elementos diseñados, así como la justificación de todos aquellos componentes comerciales seleccionados.

### 1.3 FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE UN SIMULADOR DE CONDUCCIÓN

En un simulador de conducción, se busca conseguir movimientos en los tres ejes espaciales X/Y/Z que son necesarios para simular el dinamismo de un vehículo. Se pueden dividir de manera simplificada en 4 situaciones de simulación: frenada, aceleración, giro a derechas, y giro a izquierdas.

- En frenada, el simulador inclinará el asiento hacia adelante para convertir la aceleración gravitatoria en una sensación de que el vehículo simulado está decelerando.
- En aceleración, el simulador actuará de manera inversa, inclinando el asiento hacia detrás haciendo al piloto pegarse al asiento.
- En un giro a derechas, el asiento se inclinará a la izquierda, para simular las fuerzas G laterales soportadas.
- En un giro a izquierdas ocurriría lo contrario, se inclinaría el asiento hacia la derecha.

La combinación de estas acciones individuales, da lugar a todas las situaciones de simulación que ocurren en un vehículo.



*Ilustración 1. Esquema de la acción de un simulador de conducción en situaciones de aceleración y deceleración*

## 1.4 ESTUDIO DE MERCADO

Sabiendo los movimientos básicos que deben producir los simuladores de conducción, podemos ahora analizar los existentes en el mercado para tomar las decisiones necesarias respecto a la conceptualización del diseño. Estos simuladores serán:

- CXC Simulations: ([enlace](#))



*Ilustración 2. Simulador de CXC Simulations*

Este simulador se centra en ofrecer una experiencia más simplificada, donde con la combinación de movimientos de sus actuadores traseros mueve el asiento, el cual pivota en su parte inferior.

- Motion-Sim: ([enlace](#))



*Ilustración 3. Simulador de Motion-Sim*

El simulador de Motion-SimEste ya ofrece una mayor complejidad de movimientos elevando el asiento sobre unos actuadores.

- Simulador Scuderia Ferrari: ([+info](#))



*Ilustración 4. Simulador de la Scuderia Ferrari*

Aunque este simulador no es comercial, podríamos usarlo como referencia máxima de los objetivos a conseguir en un simulador de conducción centrado en el desarrollo automovilístico, no sólo para el ocio como los presentados anteriormente.

Observamos como posee un sistema de actuadores que funcionan a pares, consiguiendo así un amplio abanico de movimientos e inercias, que se asemejan más a las situaciones reales de conducción.

En el mercado existen muchos más simuladores que utilizan soluciones similares, y combinaciones entre ellas, pero como resumen de lo visto en el mercado es más que suficiente para nuestro alcance.

De esta manera, si nuestro objetivo es desarrollar un simulador con el propósito de la investigación y el desarrollo de automóviles, está claro que deberemos seguir el sistema de movimiento empleado por la Scuderia Ferrari de 6 actuadores actuando a pares y con anclajes compartidos.

Además, como se pretende implantar una base giratoria para aumentar la capacidad de simulación, podemos dejar como definido el concepto a seguir.

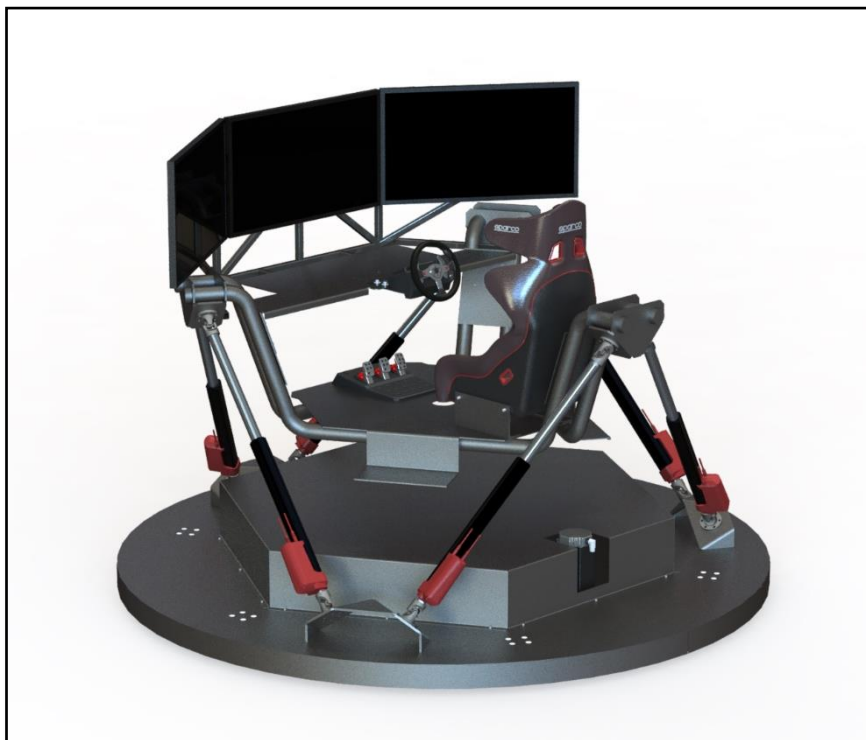


## 1.5 CRITERIOS GENERALES DEL DISEÑO

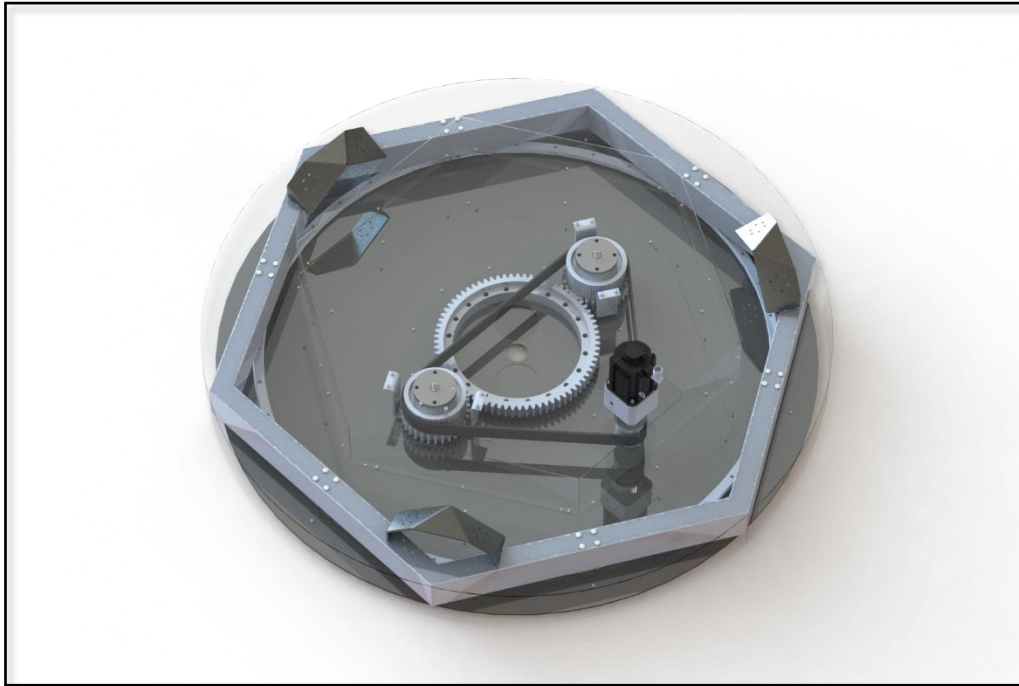
- Es primordial recordar que se trata de un prototipo, por lo que no hay que conseguir un diseño final, sino plantear las bases necesarias para satisfacer las necesidades básicas del proyecto.
- El diseño se ha hecho de forma que la plataforma de simulación obtenga mayor rango de movimiento.
- Ha de ser posible fabricarlo con la tecnología y medios disponibles. No sirve de nada un diseño que demande las más altas tecnologías si no podemos fabricarlo con los medios a nuestro alcance.

## 1.6 SOLUCIÓN

Para el desarrollo de este proyecto, seleccionamos un sistema compuesto por seis actuadores que imprimen los movimientos de cabeceo y alabeo de la plataforma. A su vez, todo el simulador rotará gracias a un motor eléctrico conectado una transmisión por correa y engranajes en la base.



*Ilustración 5. Simulador objeto del proyecto*

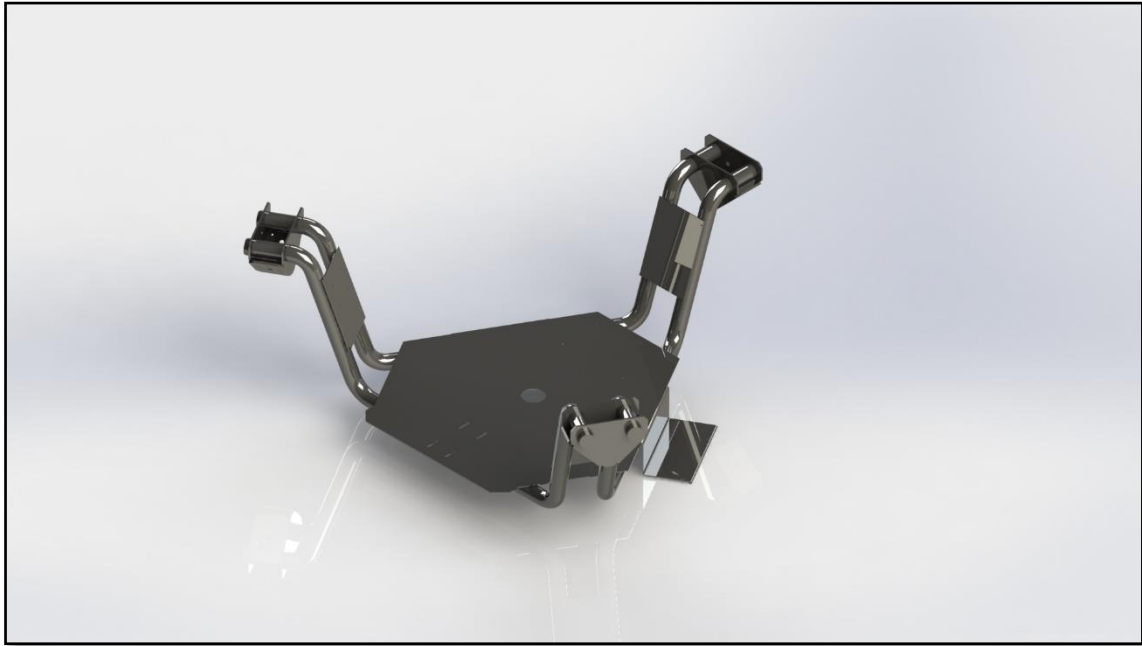


*Ilustraci3n 6. Sistema de giro de la base*

Se ha elegido este sistema de giro pensando que el simulador ser3 demasiado pesado como para que lo soporte un eje, que adem3s imprima tambi3n la transmisi3n. De esta manera, separamos la carga del peso en las gu3as circulares con los patines, y ser3n los engranajes quienes 3nicamente se encargar3n de girar todo el conjunto superior.



*Ilustraci3n 7. Sistema de articulaci3n del simulador*



*Ilustración 8. Chasis del simulador*

## 1.7 ESTRUCTURA DEL PROYECTO

El proyecto se desarrollará en base a los cálculos que realizaremos en los anejos, y se trasladará la propuesta técnica de fabricación a los planos y en el pliego de condiciones. Así, el proyecto se divide en los siguientes documentos:

- \* Documento N<sup>o</sup>1 ..... Memoria Descriptiva
  - Anejo n<sup>o</sup>1 ..... Estudio del Sistema de movimiento superior
  - Anejo n<sup>o</sup>2 ..... Conceptualización del Sistema de Giro
  - Anejo n<sup>o</sup>3 ..... Diseño de la Cadena Cinemática
  - Anejo n<sup>o</sup>3 ..... Dimensionamientos de los Engranajes
  - Anejo n<sup>o</sup>4 ..... Cálculos de Resistencia del Eje Intermedio
  - Anejo n<sup>o</sup>5 ..... Análisis Estructural del Chasis
- \* Documento N<sup>o</sup>2 ..... Planos
  - Planos n<sup>o</sup> 000 000..... Conjunto Completo Simulador

Planos nº 100 000.....	Conjunto Base
Planos nº 110 000.....	Conjunto Base Inferior
Planos nº 120 000.....	Conjunto Base Superior
Planos nº 200 000.....	Sistema de Movimiento Simulador
Planos nº 300 000.....	Conjunto Plataforma Simulación
Planos nº 310 000.....	Chasis Plataforma
Planos nº 320 000.....	Conjunto Pantallas
Planos nº 330 000.....	Conjunto Mesa Volante
Planos nº 340 000.....	Conjunto Asiento
* Documento N°3 .....	Pliego de condiciones
* Documento N°4 .....	Presupuesto

## 1.8 RESUMEN PRESUPUESTO

De acuerdo con los valores de precios tabulados y habiéndose realizado los estados de mediciones de todos los planos que constituyen el proyecto y que constan en el documento nº 4, el presupuesto que se ha obtenido arroja los siguientes resultados:

Presupuesto de ejecución por contrata:            23 118 €

## 1.9 CONCLUSIÓN

En este proyecto se ha procedido a diseñar y hacer los cálculos necesarios para plantear un prototipo nuevo de simulación de conducción con una base giratoria. Se centró en plantear unas mejoras de rango de movimiento y estructural, y en establecer los elementos mecánicos necesarios para ello.

Durante el proceso, se inició la búsqueda de elementos comerciales de tal manera que se realizó un estudio de mercado para encontrar estas soluciones.

A partir de aquí, con un concepto definido completamente, se realizaron los cálculos de resistencia, estructurales y de movimiento aplicados en nuestro simulador, para dar validación a todo el desarrollo del proyecto.

## 1.10 ANEJO Nº1: ESTUDIO DEL SISTEMA DE MOVIMIENTO SUPERIOR

### 1.10.1 Propiedades del sistema de movimiento

La característica más importante en el diseño del simulador es destacar el sistema que se encarga de generar el movimiento y las inercias de la plataforma superior. Conseguir mayores grados de libertad y un mayor control de las posiciones de la plataforma, hace la experiencia de simulación más similar a la realidad.

Este sistema se encarga de realizar los movimientos de la plataforma, haciéndola cabecear hacia delante, hacia atrás e inclinarse hacia los lados; simulando las acciones de aceleración y frenada, y de giro en las curvas respectivamente. Todos estos movimientos no contrarios se podrán realizar de manera simultánea.

### 1.10.2 Opciones a estudiar

Las condiciones iniciales que se plantearon fueron la incorporación de actuadores lineales, y debemos analizar qué tipos utilizaremos, si hidráulicos, neumáticos o eléctricos.

Las propiedades generales que se deberá cumplir son:

- Capacidad de aguantar 500 kg entre los actuadores y generar fuerzas de 1000 kg de manera conjunta, de manera que puedan generarse aceleraciones de 2g.
- Tener una velocidad de avance en torno a los 150mm/sg, que es lo que ofrece la competencia.
- Carrera de al menos 300mm.
- Capacidad de cambiar de manera inmediata el sentido de actuación.
- Se valorará la facilidad de mantenimiento y economía.

### 1.10.3 Análisis de las soluciones

En líneas generales, desarrollaremos las principales ventajas e inconvenientes de la instalación de cada una de las soluciones.

- Sistema de movimiento hidráulico: es el que mayor carga puede soportar. En oposición, es un sistema lento de reacción, pesado, y la existencia necesaria de un tanque de aceite y la obligación de colocarlo en una plataforma en constante movimiento, hace que pueda ser inconsistente la alimentación hacia los pistones.
- Sistema de movimiento neumático: un sistema neumático es el que mayor capacidad de actuación nos proporciona. Por contras, tenemos que serían necesarios unos pistones grandes para ejercer la fuerza necesaria de accionamiento, lo cual precisaría de un compresor y un tanque de grandes capacidades. En adición, este sistema genera ruido que, aunque no es una propiedad que se haya mencionado, es un factor que es molesto durante una simulación.
- Sistema de movimiento eléctrico: este sistema proporcionaría una capacidad de reacción igual a la del sistema neumático, y también un control posicional de gran precisión. Como inconveniente tendría que es un sistema que sobrecarga más los elementos mecánicos.

#### 1.10.4 Elección del sistema de movimiento por AHP

Vamos a realizar un análisis multicriterio con las siguientes variables:

- Alternativas:
  - A1: Sistema hidráulico
  - A2: Sistema neumático
  - A3: Sistema eléctrico
- Criterios de decisión y asignación directa de pesos (escala Saaty de 1 a 9):
  - C1: Capacidad de carga: 9
  - C2: Velocidad de reacción: 7
  - C3: Simplicidad de componentes: 5
  - C4: Economía: 3
  - C5: Sostenibilidad: 7

De tal manera, que los pesos normalizados (o autovector del método AHP) quedaría de la siguiente manera:

	<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>
<b>Peso</b>	0,290	0,226	0,161	0,097	0,226

El siguiente paso es valorar las alternativas y darles las valoraciones para los distintos criterios, que según lo explicado en el punto 1.10.3 sería:

	<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>
<b>A1</b>	10	6	4	6	3
<b>A2</b>	6	10	6	8	9
<b>A3</b>	8	9	9	7	7

	<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>Σ</b>
<b>Peso</b>	0,290	0,226	0,161	0,097	0,226	
<b>Sentido Criterio</b>	1	1	1	1	1	
<b>A1</b>	1,000	0,600	0,444	0,600	0,300	<b>0,62330</b>
<b>A2</b>	0,600	1,000	0,667	0,800	0,900	<b>0,78817</b>
<b>A3</b>	0,800	0,900	1,000	0,700	0,700	<b>0,82258</b>

De esta manera, el sistema que sale más favorable es el de actuación eléctrica.

### 1.10.5 Elección del actuador

Recordando los requerimientos técnicos del punto 1.10.2, se ha realizado una búsqueda en varios proveedores de actuadores eléctricos (Festo, Norgren, Timotion y Linak), y una de las características más limitantes es la velocidad de maniobra que poseen. Por ello, pocas opciones comerciales encajan en nuestras especificaciones.

Sólo en Timotion y Linak encontramos actuadores que sean capaces de moverse por encima de los 100mm/s, y con cargas superiores a 200kg (2000N) manteniendo la velocidad de actuación.

Así, hemos escogido la referencia LA362600 de [LINAK](#), que parece que tiene más rango de configuraciones y acoplamientos:



*Ilustración 9. Actuador Eléctrico de LINAK*

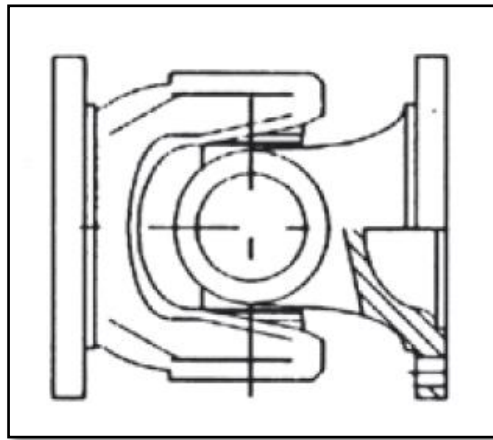
Resumen de ficha técnica:

- Fuerza de empuje máxima: 5000 N
- Fuerza de retracción máxima: 5000 N
- Velocidad sin carga: 160 mm/s
- Velocidad con máxima carga: 135 mm/s
- Carrera: de 100mm a 999mm (seleccionados 500 mm)

La hoja de especificaciones se adjuntará al final del documento.

Para el amarre del actuador se escoge el extremo roscado de M20, que irá acoplado a una cardan simple a cada extremo de Tecnopower, de referencia 07.058.100. No será un elemento muy solicitado bajo carga, porque únicamente actúa como pivote, no como transmisor de par.





*Ilustración 10. Junta Simple Cardan*

Es importante comentar que a esta junta cardan habrá que realizarle un mecanizado en nuestro propio taller, incorporándole una rosca de M20 interior en una de sus bridas para el correcto ensamblaje con los actuadores.

### 1.10.6 CONCLUSIÓN

Se ha elegido que el sistema de movimiento será mediante actuadores eléctricos, que garantizará un control de la posición de los anclajes muy elevado, ideal para tener una experiencia de simulación sobresaliente.

Además, la alta capacidad de reacción permitirá un nivel de respuesta en los movimientos que permitirán simular pequeñas acciones, que acercan la simulación a la realidad.

## 1.11 ANEJO Nº2: CONCEPTUALIZACIÓN DEL SISTEMA DE GIRO

### 1.11.1 Propiedades del sistema de giro

Como hemos explicado anteriormente, el sistema de giro del simulador proporciona, junto al sistema de movimiento superior, una mejora en la experiencia de simulación. No interviene con la misma influencia en las inercias, pero si engaña de cierta manera al sistema vestibular cuando, al realizar un giro, el simulador gira sobre su propio eje los mismos ángulos de giro realizados en la simulación.

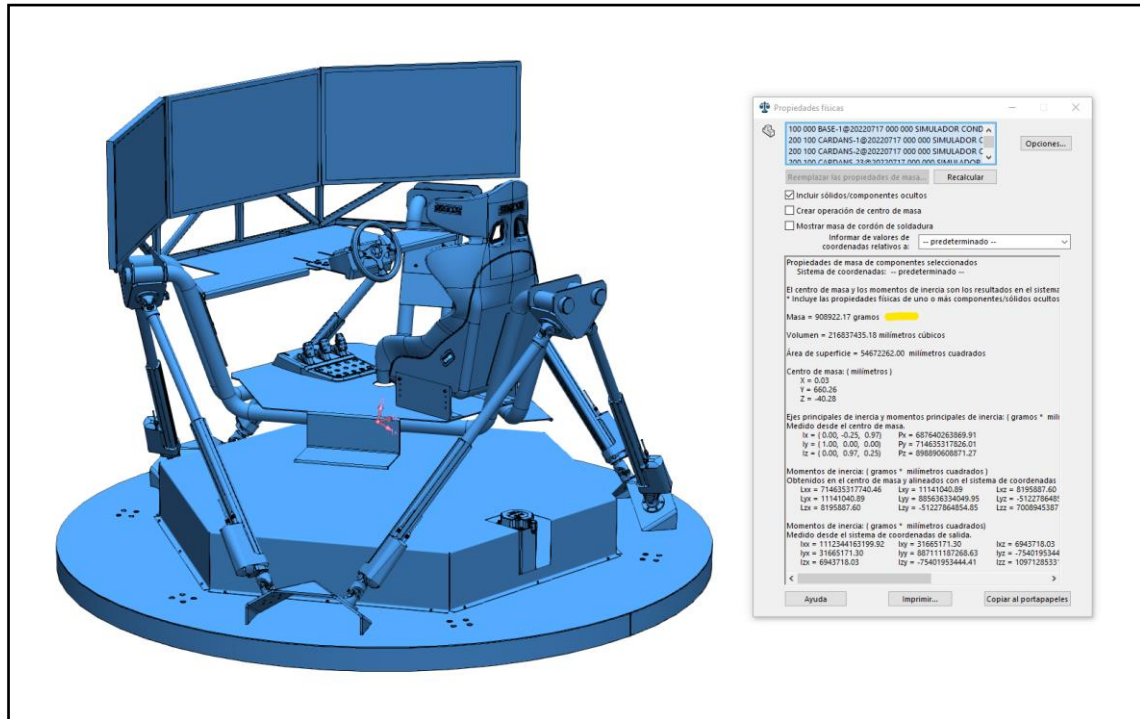
Con este sistema no se consiguen fuerzas centrífugas suficientes que simulen fuerzas de “expulsión” respecto al radio de la curva, simplemente se limita a lo mencionado anteriormente.

### 1.11.2 Arquitectura de la base giratoria

En este simulador se van a separar las responsabilidades de soporte del peso y del accionamiento del giro, dedicando cada uno de los mecanismos a su acción unitaria, y centraremos el diseño de cada uno a cumplir sus responsabilidades. Hará más compleja la fabricación de la base del simulador, pero se ganará en fiabilidad y rendimiento.

Para cumplir esta función, se ha seleccionado un sistema de patines-guía repartidos de manera uniforme a lo largo del simulador. La guía circular definirá la trayectoria que puede realizar cada patín. Se colocarán 6 patines, los cuales tienen dos “patas” cada uno con dos ruedas y dos rodamientos en cada una.

Nuestro conjunto superior del simulador, incluyendo todos los componentes diseñados y seleccionados es de 909 kg.



Masa = 908922.17 gramos

*Ilustración 11. Peso sobre los raíles*

Además del peso de una persona (100kg máximo), y componentes auxiliares que no se han incorporado (como ordenadores, cableado y otros dispositivos; 50kg), resultaríamos de tener que aguantar un peso estáticamente de 1060 kg.

Por ello, los patines deberán soportar ese peso que, dividido entre 6 patines, resulta unos 176,6 kg por cada patín.

Con estos datos, y sabiendo que buscamos un conjunto guía-patín que permita el funcionamiento con todas las garantías, encontrando en SCHAEFFLER la siguiente combinación:

- Carril-guía [LFSR100-500/90-St](#)
- Patín [FLDL52-B](#)

Este conjunto Guía-patín el fabricante nos asegura una capacidad de carga vertical de 2400 N en estático, y 4100 N en dinámico. Por lo tanto, superaría con un factor de seguridad de 1.35 la carga estática requerida.

### 1.11.3 Potencia necesaria para el giro del simulador sobre las guías

Para conocer la potencia necesaria de giro, necesitamos saber el coeficiente de rozamiento entre los patines y la guía, que sabiendo los materiales en los que están fabricados los componentes según fabricante, y teniendo en cuenta que están engrasados, tenemos los siguientes datos:

- Peso del simulador: 1060 kg
- Peso soportado por cada patín:  $1060/6 = 176,6$  kg
- Material de los rodamientos del patín y de la guía: acero inoxidable

**Ejecución resistente a la corrosión** Todos los componentes de acero, como los anillos interior y exterior de los rodillos-guía, así como los pernos, las tuercas y las arandelas, son de acero inoxidable. La grasa lubricante protege el conjunto de elementos rodantes contra la corrosión. Las ejecuciones resistentes a la corrosión tienen el sufijo RB (sólo sobre consulta).

*Ilustración 12. Fragmento de la ficha técnica de los patines LFDL52-B*

- Rozamiento entre los materiales:

Material de la placa Superior	Material del Carril	Coeficiente de Fricción	
		No lubricado	Lubricado
Acero inoxidable o acero	Acero inoxidable o acero	0,35	0,20
Acero inoxidable o acero	UHMW	0,25	0,15
Plástico Dirigido	Acero inoxidable o acero	0,25	0,15
Plástico Dirigido	UHMW	0,25	0,12
Plástico Dirigido (Baja Fricción)	Acero inoxidable o acero	0,17	0,12
Plástico Dirigido (Baja Fricción)	UHMW	0,18	0,12

*Ilustración 13. Tabla de coeficientes de fricción según materiales*

Tomamos como valor el contacto acero-acero lubricado, como nos indica el fabricante, que tiene como 0,20 el valor de coeficiente de fricción que usaremos para el cálculo.

Por lo tanto, la potencia necesaria para realizar el giro de la plataforma, sabiendo que la guía tiene un radio de 1 metro, y que debe ser capaz de realizar un giro completo de la plataforma en 2 segundos:

$$W = M \text{ (Nm)} \times \omega \text{ (rad/s)}$$

$$M = 6 \text{ patines} \times ((176,66 \text{ kg} \times 0,2) \times 9,81 \text{ m/s}^2) \times 1 \text{ m} = 2079,72 \text{ Nm}$$

$$\omega = 0,5 \text{ rps} = 30 \text{ rpm} = 30 \times 2 \times \pi / 60 = 3,1415 \text{ rad/s}$$

$$W = 2079,72 \text{ Nm} \times 3,1415 \text{ rad/s} = 6533,63 \text{ W} = \mathbf{6,533 \text{ kW}}$$

#### 1.11.4 Selección del motor, pérdidas admisibles y reducción necesaria

Sabiendo la potencia necesaria del motor, y teniendo en cuenta que el sistema requerirá unos cambios de velocidad muy frecuentes, se realiza la búsqueda de un servomotor comercial.

Se elige un motor eléctrico tipo servo porque son los que mayor capacidad de reacción y de arranque tienen en el mercado, características cruciales para realizar una buena simulación.

Dicho esto, se ha encontrado el siguiente motor en YASKAWA, con ref. SGM7G-75D7F6F:



*Ilustración 14. Motor eléctrico YASKAWA - SGM7G-75D7F6F*

Detalles técnicos			
POTENCIA DE ENTRADA 400 V	RATED OUTPUT 7,5 kW	SHAFT END Straight with key and tap	ENCODER RESOLUTION 24 bit
ENCODER TYPE Absolute	OPTIONS With dust seal	ALTURA 246 mm	ANCHO 180 mm
PROFUNDIDAD 382 mm	PESO 30 kg	ALLOWABLE LOAD MOMENT OF INERTIA 10 Times	PAR NOMINAL 48 Nm
INSTANTANEOUS MAXIMUM TORQUE 119 Nm	RATED MOTOR SPEED 1.500 1/min	MAXIMUM MOTOR SPEED 3.000 1/min	MOTOR MOMENT OF INERTIA 125 x10 <sup>-4</sup> kg·m <sup>2</sup>
FLANGE DIMENSION (LC) 180 mm	FLANGE DIAMETER (LA) 200 mm	SHAFT END DIAMETER (S) 42 mm	SHAFT END LENGTH (Q) 110 mm

*Ilustración 15. Especificaciones del motor eléctrico SGM7G-75D7F6F*

Podemos observar que la potencia nominal del motor es de 7,5 kW, el cual nos permitirá unas pérdidas máximas en la transmisión y reducción de:

$$\% \text{ pérdidas admisibles} = 1 - (\text{Potencia necesaria} / \text{Potencia motor})$$

$$\% \text{ pérdidas admisibles} = 1 - (6,533 / 7,5) = \mathbf{12,89\%}$$

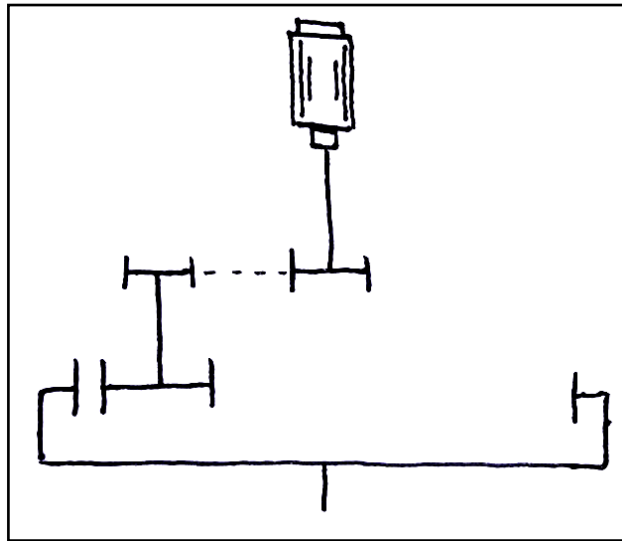
Nos quedaría por calcular la reducción necesaria para convertir las 1500 rpm que entrega nominalmente el motor a las 0,5 rps (30 rpm).

$$\text{Relación de transmisión necesaria} = \frac{\text{Revoluciones nominales necesarias en la base}}{\text{Revoluciones nominales motor}}$$

$$\text{Relación de transmisión necesaria} = 30 / 1500 = \mathbf{1/50 = 0,02}$$

### 1.11.5 Fases de la cadena cinemática

En este punto solucionaremos toda la transmisión de velocidad desde el motor hasta la propia base fija al suelo, todo ello con una arquitectura en mente con las etapas siguientes:



*Ilustración 16. Esquema conceptual de la transmisión de la base*

Dividiendo así en 3 fases, que desde el motor sería:

1º Fase: reducción a la salida directamente del motor con una caja reductora coaxial.

2º Fase: montaje de una polea dentada a la salida del reductor, que transmite la potencia a través de una correa dentada a la 3º Fase.

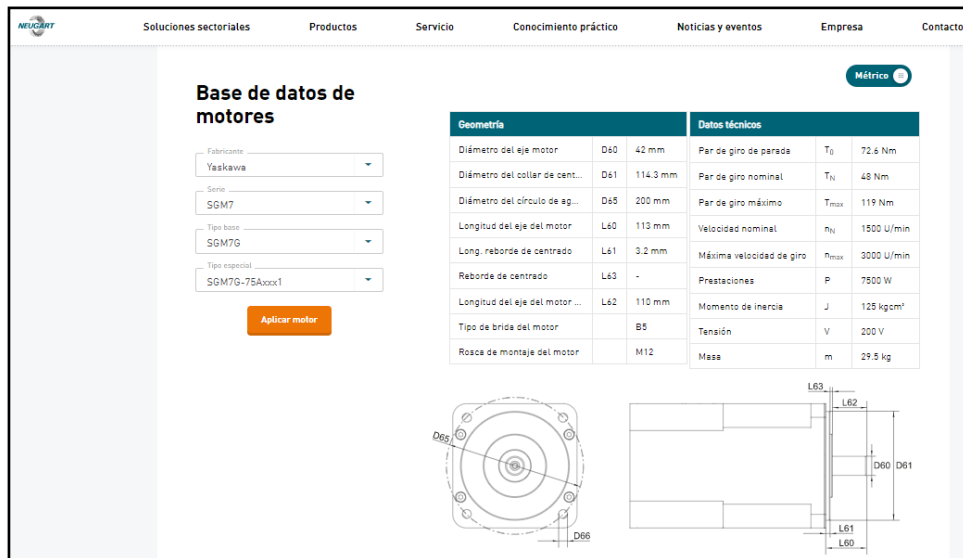
3º Fase: recibimiento de la potencia de la correa por una polea dentada, y que la transmite por el mismo eje a un engranaje recto, el cual está engranado otro engranaje anclado en la parte inferior de la base.

Como la reducción que necesitamos es de 1/50, y tenemos una última fase que es 30/75 por concepto, resulta que en entre las fases 1 y 2 es requerida una reducción teórica de:

$$i_{1_2} = 1/50 (i_{total\ necesaria}) * (30/75)^{-1} = 1/20$$

### 1.11.6 Selección de la reductora

Buscando por diferentes webs hemos encontrado Neugart, con un configurador de reductores planetarios, que tiene su base de datos el motor seleccionado en el proyecto.



The screenshot shows the 'Base de datos de motores' (Motor Database) interface. It includes a navigation menu at the top with options like 'Soluciones sectoriales', 'Productos', 'Servicio', etc. The main area features a 'Métrico' (Metric) unit selector and a 'Base de datos de motores' section with dropdown menus for 'Fabricante' (Yaskawa), 'Serie' (SGM7), 'Tipo base' (SGM7G), and 'Tipo especial' (SGM7G-75Axxx1). An 'Aplicar motor' button is present. To the right, there are two tables: 'Geometría' (Geometry) and 'Datos técnicos' (Technical Data).

Geometría		Datos técnicos			
Diámetro del eje motor	Ds0	42 mm	Par de giro de parada	T <sub>0</sub>	72.6 Nm
Diámetro del collar de cent...	Ds1	114.3 mm	Par de giro nominal	T <sub>N</sub>	48 Nm
Diámetro del círculo de ag...	Ds5	200 mm	Par de giro máximo	T <sub>max</sub>	119 Nm
Longitud del eje del motor	L60	113 mm	Velocidad nominal	n <sub>N</sub>	1500 U/min
Long. reborde de centrado	L61	3.2 mm	Máxima velocidad de giro	n <sub>max</sub>	3000 U/min
Reborde de centrado	L63	-	Prestaciones	P	7500 W
Longitud del eje del motor ...	L62	110 mm	Momento de inercia	J	125 kgcm <sup>2</sup>
Tipo de brida del motor	B5		Tensión	V	200 V
Rosca de montaje del motor	M12		Mass	m	29.5 kg


Below the tables, there are two technical drawings: a top view of the motor flange showing dimensions Ds5, Ds6, and Ds6, and a side view showing dimensions L63, L62, D60, D61, L61, and L60.

*Ilustración 17. Buscador online de Neugart*

Y, como opcionales, escogemos la serie PLPE-155, la más económica y la que el fabricante nos asegura que el tamaño de la brida coincide con el motor asignado.

También, comprobamos que para este modelo las capacidades de transmisión del par son correctas, seleccionando el modelo que posee dos fases de reducción con una relación de 1/10:



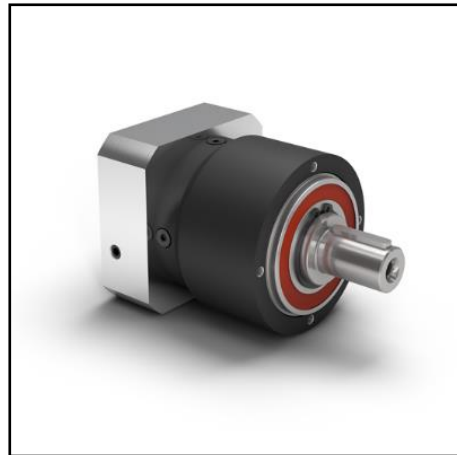
**PLPE** Datos técnicos Datos técnicos 

Torques de salida	Pares de salida			PLPE050	PLPE070	PLPE090	PLPE120	PLPE155	i <sup>(1)</sup>	p <sup>(2)</sup>
				11	28	85	115	-	3	
				15	33	90	155	460	4	
				13	30	82	172	445	5	
				8,5	25	65	135	-	7	1
				6	18	50	120	-	8	
				5	15	38	95	210	10	
				12	33	97	157	-	9	
				15	33	90	195	-	12	
				13	33	82	172	-	15	
				15	33	90	195	460	16	
				15	33	90	195	460	20	
				13	30	82	172	445	25	2
				15	33	90	195	-	32	
				13	30	82	172	460	40	
				-	-	-	-	445	50	
				7,5	18	50	120	-	64	
				5	15	38	95	210	100	

Torque nominal de salida<sup>(3)(4)</sup> Par de salida nominal<sup>(3)(4)</sup> T<sub>2N</sub> Nm

PLPE

*Ilustración 18. Datos técnicos del reductor seleccionado*



*Ilustración 19. Isométrica del reductor planetario seleccionado*



*Ilustración 20. Configurador con análisis de compatibilidad de Neugart*

En esta imagen queda comprobada la compatibilidad entre el motor y el reductor escogido, encontrando únicamente dos advertencias: la primera, indica que las bridas de los componentes no tienen el mismo tamaño, pero que la posición de los taladros de anclaje entre ellos es correcto; y la segunda, que habrá que confirmar que la distancia del eje de salida del motor, ya que si es muy largo, puede que sobresalga de la entrada del reductor, que en ese caso podrá añadirse una brida separadora o recortar el eje el motor en caso extremo.

En consecuencia, esta fase intermedia que se solucionará con poleas y una correa, tendrá que cumplir únicamente una relación de transmisión de  $1/2$ , que pensamos que es bastante lógico conceptualmente.

Ya con todos los elementos ideados, se procede a dimensionar finamente todos estos elementos para realizar el giro de la base del simulador.

## 1.12 ANEJO Nº3: DISEÑO DE LA CADENA CINEMÁTICA

### 1.12.1 Introducción

En este anejo iremos definiendo concretamente y realizando los cálculos de cada una de las fases de la cadena cinemática de la base, empezando desde el árbol proveniente de la salida del motor y reductor, y terminando en el engranaje interior grande fijado en la plataforma inferior.

Dividiremos este anejo en los siguientes apartados:

- Cálculo de la correa y de las poleas intermedias necesarias.
- Diseño de los ejes intermedios. Incluyendo chaveteros y rodamientos.
- Cálculo de los engranajes de salida.

No entraremos en cálculos sobre el árbol de entrada de potencia, ya que vendrá según especificaciones comerciales, y las solicitaciones que se le aplicarán están muy por debajo de su régimen nominal de trabajo.

Respecto a las condiciones de servicio para el diseño, se establece que el simulador podrá trabajar unas 4 horas diarias, con condiciones ambientales normales

### 1.12.2 Cálculo de la correa y de las poleas necesarias

Primeramente, definiremos los datos de servicio en los que va a trabajar la correa, pensando en una correa dentada:

- Potencia nominal en kW que salen del reductor:
  - Potencia a la entrada del reductor (servomotor): 7,5 kW
  - Rendimiento del reductor: 97%

Potencia a la salida = Potencia a la entrada \* Rendimiento

$$\text{Potencia a la salida} = 7,5 \text{ kW} \times 0,97 = 7,275 \text{ kW}$$

### 1.12.2.1 Factor de carga (f1)

Con esta información, observamos en el catálogo de Optibelt para correas dentadas que posee la siguiente fórmula:

**Total load factor  $c_2$**   
The total load factor  $c_2$  is comprised of the basic load factor  $c_0$  plus two further loads  $c_3$  and  $c_6$ .

$c_2 = c_0 + c_3 + c_6$   
 $c_2 \geq M_A/M_N$  recommended for frequent starts and stops

*Ilustración 21. Fórmula sobre el cálculo del factor de carga en el dimensionamiento de las correas, del catálogo de Optibelt*

Así, calcularemos según su procedimiento de cálculo los datos del factor de carga.

- Factor  $c_0$ :

Tomaremos que el simulador tendrá arranques moderados, debido a los continuos cambios de sentido y de velocidad que proporcionará el servomotor, pero con unas transmisiones ligeras, ya que la potencia necesaria del sistema es menor de 7,5 kW. Por lo tanto, y sabiendo que el servicio diario será de máximo 8 horas, el factor de carga  $c_0$  será

<b>Basic load factor <math>c_0</math></b>				
<b>Load type and examples for work machines</b>	<b>Load type and examples for drive machines</b>			
	<b>Continuous running</b>		<b>Non-continuous running</b>	
	Electric motor Turbine running at high speed Reciprocating engine with higher quantity of cylinders		Hydraulic motor Turbine running at low speed Reciprocating engine with lower quantity of cylinders	
Basic load factor $c_0$ with daily operation times				
	up to 16 h	up to 16 h	up to 16 h	over 16 h
<b>Light drives. shock-free with smooth running characteristics</b> Measurement devices Film cameras Office machines Conveyor systems (light goods)	1.3	1.4	1.4	1.5
<b>Medium drives. operation with smaller to medium intermittent shock strain</b> Mixing machines Kitchen machines Printing shop machines Textile machines Packaging machines Conveyor systems (heavy goods)	1.6	1.7	1.8	1.9
<b>Heavy drives. operation with medium to high intermittent shock strain</b> Tool machines Wood processing machines Eccentric drives Conveyor systems (heavy goods)	1.8	1.9	2.0	2.1
<b>Extremely heavy drives. operation with high constant shock strain</b> Mills Calendars Extruders Piston pumps/compressors Lifting appliances	2.0	2.1	2.2	2.3

*Ilustración 22. Tabla del factor de carga básico para el dimensionamiento de las correas, del catálogo de Optibelt*

Marcamos que el factor de carga ( $c_0$ ) será de **1,6**, por ser conducida la correa por un motor eléctrico que, aunque tenga cambios de sentido continuos, no serán con altas inercias. Todo esto pensando que el simulador está pensado para el desarrollo de coches de "calle" no de competición.

- Factor  $c_3$ :

**Table 6**

Speed correction $i$	Speed correction factor $c_3$
1.00–0.80	0.0
0.79–0.57	0.1
0.56–0.40	0.2
0.39–0.28	0.3
0.27 and smaller	0.4

*Ilustración 23. Tabla del factor de corrección de velocidad para el cálculo del factor de carga, del catálogo de Optibelt*

Como se refiere a si el sistema tiene una relación de transmisión que incrementa la velocidad, no se nos aplica en nuestro caso que es reductor, por lo que:  $c_3 = 0$

- Factor  $c_6$ :

**Fatigue correction factor  $c_6$**

Operating conditions	Fatigue correction factor $c_6$
Use of tension or guide idlers	0.2
Operating time 16 to 24 hours	0.2
Only infrequent or occasional operation	-0.2

*Ilustración 24. Tabla del factor de corrección de fatiga para el cálculo del factor de carga, del catálogo de Optibelt*

También en este caso no contemplamos ni tensores o rodillos guía, y nuestro funcionamiento será de máximo 8 horas al día, así que:  $c_6 = 0$

Con todos estos factores, obtenemos el factor de carga total:

$$C_2 = c_0 + c_3 + c_6 = 1,6 + 0 + 0 = 1,6$$

### 1.12.2.2 Potencia de servicio [ $P_{max}$ ]:

Teniendo los datos anteriores:  $P_{max} = P \cdot f_1 = 7,275 \text{ kW} \cdot 1,6 = \mathbf{11,64 \text{ kW}}$

### 1.12.3 Selección del perfil de la correa:

Según Optibelt, ahora deberemos fijarnos en sus diagramas para definir el perfil de la correa que utilizaremos según la potencia (11,64 kW) y la velocidad de la rueda pequeña (15rpm):

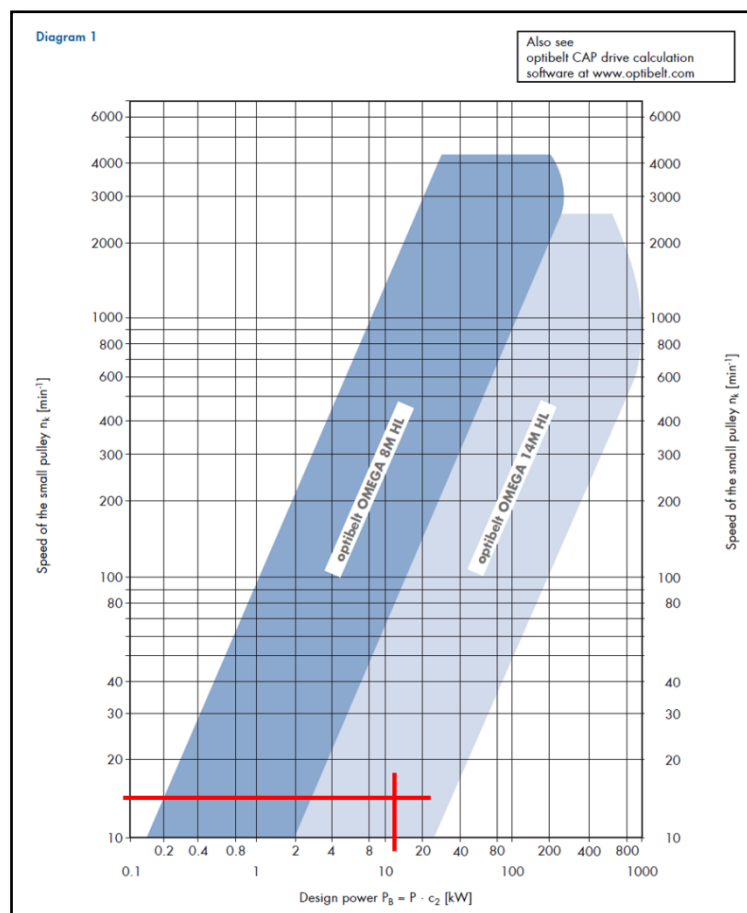


Ilustración 25. Diagrama para la selección del tipo de correa a utilizar en la cadena cinemática, del catálogo de Optibelt

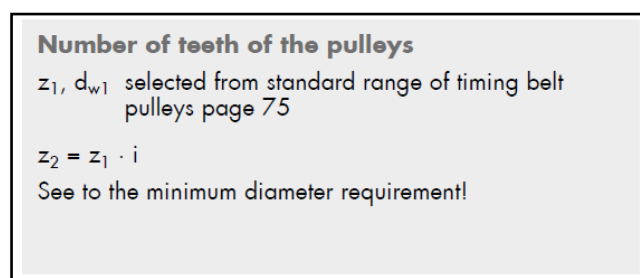
Resulta, que la correa que debemos seleccionar según nuestros requerimientos deberá ser una tipo “optibelt OMEGA 14M HL”.

#### 1.12.4 Relación de transmisión requerida:

Como hemos comentado en el apartado 1.11.6, la relación de transmisión requerida será de 1/2. Si tenemos en cuenta que la salida del motor es de 1500 rpm nominales, y el reductor planetario ofrece una reducción 1/100, las revoluciones de la polea del eje de entrada serán de 150 rpm, mientras que las revoluciones en la polea del eje de salida serán de 75 rpm si seguimos la reducción pensada.

#### 1.12.5 Número de dientes de las poleas:


El siguiente paso según el catálogo técnico es la selección de las poleas y su nº de dientes para satisfacer el sistema. Como nota importante nos informa que hay que estar atentos al mínimo diámetro requerido por el tipo de correa seleccionado.



*Ilustración 26. Indicaciones para seleccionar el nº de dientes de las poleas de entrada y salida de potencia, del catálogo de Optibelt*



**TIMING BELT PULLEYS**  
FOR TIMING BELTS IN **optibelt OMEGA PROFILE**  
**PROFILE 14M**



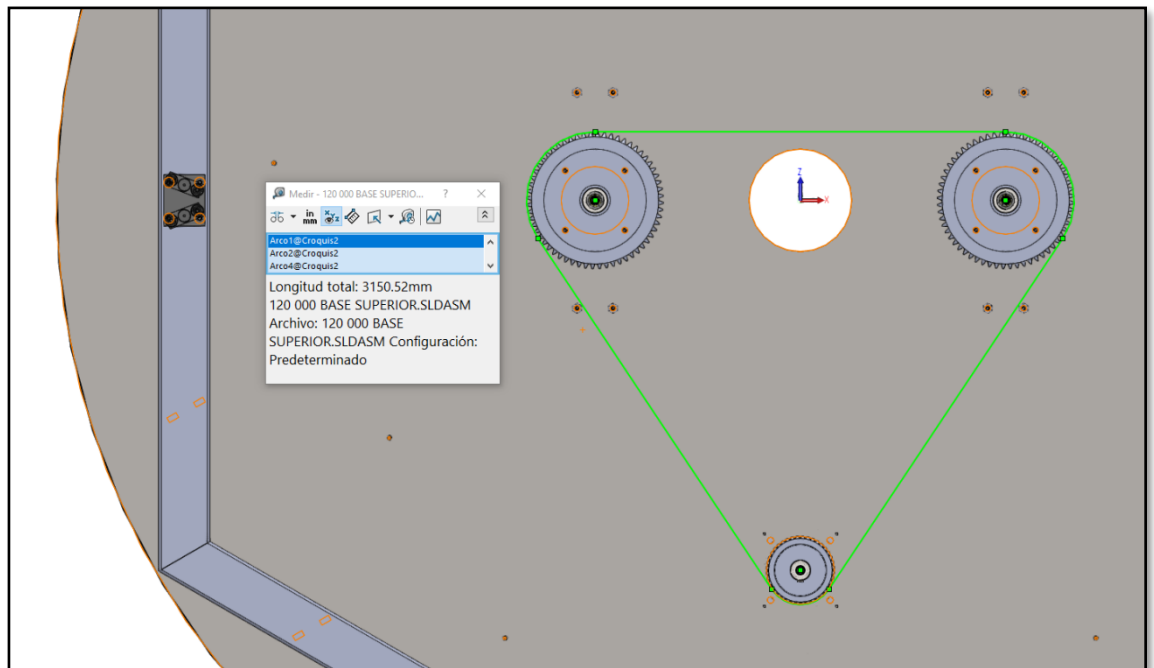
Number of teeth	Pitch diameter [mm]	Outside diameter [mm]	Number of teeth	Pitch diameter [mm]	Outside diameter [mm]	Number of teeth	Pitch diameter [mm]	Outside diameter [mm]	Number of teeth	Pitch diameter [mm]	Outside diameter [mm]
28	124.78	122.12	73	325.31	322.52	118	525.85	523.05	163	726.38	723.59
29	128.22	126.57	74	329.77	326.97	119	530.30	527.51	164	730.84	728.05
30	133.69	130.99	75	334.22	331.43	120	534.76	531.97	165	735.30	732.50
31	138.15	135.45	76	338.68	335.89	121	539.22	536.42	166	739.75	736.96
32	142.60	139.88	77	343.14	340.34	122	543.67	540.88	167	744.21	741.41
33	147.06	144.35	78	347.59	344.80	123	548.13	545.34	168	748.66	745.87
34	151.51	148.79	79	352.05	349.26	124	552.59	549.79	169	753.12	750.33
35	155.97	153.24	80	356.51	353.71	125	557.04	554.25	170	757.58	754.78
36	160.43	157.68	81	360.96	358.17	126	561.50	558.70	171	762.03	759.24
37	164.88	162.13	82	365.42	362.63	127	565.95	563.16	172	766.49	763.70
38	169.34	166.60	83	369.88	367.08	128	570.41	567.62	173	770.95	768.15
39	173.80	171.02	84	374.33	371.54	129	574.87	572.07	174	775.40	772.61
40	178.25	175.49	85	378.79	375.99	130	579.32	576.53	175	779.86	777.06
41	182.71	179.92	86	383.24	380.45	131	583.78	580.99	176	784.32	781.52
42	187.17	184.37	87	387.70	384.91	132	588.24	585.44	177	788.77	785.98
43	191.62	188.83	88	392.16	389.36	133	592.69	589.90	178	793.23	790.43
44	196.08	193.28	89	396.61	393.82	134	597.15	594.35	179	797.68	794.89
45	200.53	197.74	90	401.07	398.28	135	601.61	598.81	180	802.14	799.35
46	204.99	202.30	91	405.53	402.73	136	606.06	603.27	181	806.60	803.80
47	209.45	206.65	92	409.98	407.19	137	610.52	607.72	182	811.05	808.26
48	213.90	211.11	93	414.44	411.64	138	614.97	612.18	183	815.51	812.72
49	218.36	215.57	94	418.90	416.10	139	619.43	616.64	184	819.97	817.17
50	222.82	220.02	95	423.35	420.56	140	623.89	621.09	185	824.42	821.63
51	227.27	224.48	96	427.81	425.01	141	628.34	625.55	186	828.88	826.08
52	231.73	228.94	97	432.26	429.47	142	632.80	630.01	187	833.33	830.54
53	236.19	233.39	98	436.72	433.93	143	637.26	634.46	188	837.79	835.00
54	240.64	237.85	99	441.18	438.38	144	641.71	638.92	189	842.25	839.45
55	245.10	242.30	100	445.63	442.84	145	646.17	643.37	190	846.70	843.91
56	249.55	246.76	101	450.09	447.30	146	650.63	647.83	191	851.16	848.37
57	254.01	251.22	102	454.55	451.75	147	655.08	652.29	192	855.62	852.82
58	258.47	255.67	103	459.00	456.21	148	659.54	656.74	216	962.57	959.77
59	262.92	260.12	104	463.46	460.66	149	663.99	661.20			
60	267.38	264.59	105	467.92	465.12	150	668.45	665.66			
61	271.84	269.04	106	472.37	469.58	151	672.91	670.11			
62	276.29	273.50	107	476.83	474.03	152	677.36	674.57			
63	280.75	277.95	108	481.28	478.49	153	681.82	679.03			
64	285.21	282.41	109	485.74	482.95	154	686.28	683.48			
65	289.66	286.87	110	490.20	487.40	155	690.73	687.94			
66	294.12	291.32	111	494.65	491.86	156	695.19	692.39			
67	298.57	295.78	112	499.11	496.32	157	699.64	696.85			
68	303.03	300.24	113	503.57	500.77	158	704.10	701.31			
69	307.49	304.69	114	508.02	505.23	159	708.56	705.76			
70	311.94	309.15	115	512.48	509.68	160	713.01	710.22			
71	316.40	313.61	116	516.93	514.14	161	717.47	714.68			
72	320.86	318.06	117	521.39	518.60	162	721.93	719.13			

*Ilustración 27. Tabla de diámetros de las poleas según el nº de dientes, del catálogo de Optibelt*

Para no tener la polea más pequeña y tener números más redondos, seleccionamos como 30 el nº de dientes en las poleas pequeñas, que junto a la relación de transmisión de 1/2, hará que la polea de entrada posea 60 dientes.

### 1.12.6 Longitud de la correa recomendado:

Con los diámetros de las poleas y las distancias de los ejes definidas en la conceptualización, vemos la longitud necesaria de la correa comercial:



*Ilustración 28. Imagen donde vemos la longitud teórica necesaria de la correa.*

Sumamos una longitud total de correa de 3150,52mm.

Ahora, buscamos las longitudes estandarizadas que vende el fabricante:


$L_{wSt}$  see standard lengths,  
see pages 10-11, 13, 16-19, 21-27, and 32-34

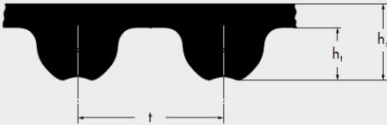
*Ilustración 29. Indicaciones del catálogo de Optibelt de dónde buscar las longitudes de correas estandarizadas.*

## PRODUCT DESCRIPTION

**optibelt OMEGA HL TIMING BELTS**

**STANDARD PRODUCT RANGE**





Profile	14M HL
t [mm]	14.0
h <sub>s</sub> [mm]	9.5
h <sub>1</sub> [mm]	5.6

optibelt OMEGA 14M HL					
Belt designation	Pitch length [mm]	Number of teeth	Belt designation	Pitch length [mm]	Number of teeth
966 14MHL	966.00	69	2450 14MHL	2450.00	175
1092 14MHL	1092.00	78	2590 14MHL	2590.00	185
1190 14MHL	1190.00	85	2800 14MHL	2800.00	200
1400 14MHL	1400.00	100	3150 14MHL	3150.00	225
1456 14MHL•	1456.00	104	3360 14MHL	3360.00	240
1610 14MHL	1610.00	115	3500 14MHL	3500.00	250
1778 14MHL	1778.00	127	3850 14MHL	3850.00	275
1890 14MHL	1890.00	135	4326 14MHL	4326.00	309
2100 14MHL	2100.00	150	4578 14MHL	4578.00	327
2310 14MHL	2310.00	165			

*Ilustración 30. Tabla de selección de la longitud de correa comercial de Optibelt.*

Justo da la coincidencia de que el fabricante posee la correa 3150 14MHP que posee 3150mm de longitud, la cual seleccionamos para nuestra cadena cinemática.

### 1.12.7 Comprobación de la capacidad de transmisión de potencia de la correa

<b>Belt length factor</b> $c_7$ from table 10, page 41
<b>Teeth in mesh factor</b> $c_1$ from table 11, page 41
<b>Belt width above nominal power rating</b> Requirement: $P_U \geq P_B$ $P_U$ = transmissible nominal power of a standard belt width $P_U = P_N \cdot c_1 \cdot c_7$ $P_N$ value and, if required, width correction factor (which is to be multiplied by the $P_N$ value) see pages 46 to 58

Ilustración 31. Indicaciones del catálogo de Optibelt de dónde buscar los factores de longitud y simultaneidad de dientes para el cálculo de la potencia nominal transmitida.

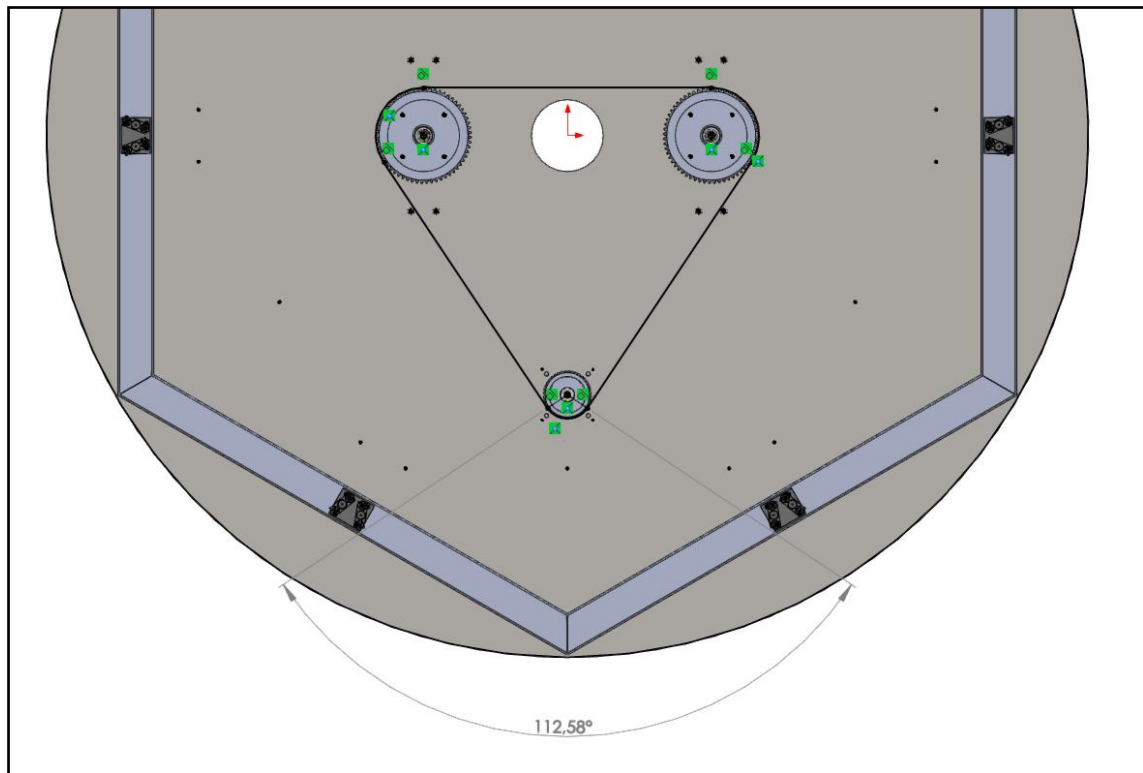
**Table 10**  
**Belt length factor  $c_7$**

Profile 2M		Profile 8M	
Pitch length [mm]	$c_7$	Pitch length [mm]	$c_7$
$\leq 190$	0.8	$\leq 600$	0.8
$> 190 \leq 260$	0.9	$> 600 \leq 880$	0.9
$> 260 \leq 400$	1.0	$> 880 \leq 1200$	1.0
$> 400 \leq 600$	1.1	$> 1200 \leq 1760$	1.1
$> 600$	1.2	$> 1760$	1.2
Profile 3M		Profile 14M	
Pitch length [mm]	$c_7$	Pitch length [mm]	$c_7$
$\leq 190$	0.8	$\leq 1190$	0.80
$> 190 \leq 260$	0.9	$> 1190 \leq 1610$	0.90
$> 260 \leq 400$	1.0	$> 1610 \leq 1890$	0.95
$> 400 \leq 600$	1.1	$> 1890 \leq 2450$	1.00
$> 600$	1.2	$> 2450 \leq 3150$	1.05
Profile 5M		$> 3150$	1.10
Pitch length [mm]	$c_7$		
$\leq 440$	0.8		
$> 440 \leq 555$	0.9		
$> 555 \leq 800$	1.0		
$> 800 \leq 1100$	1.1		
$> 1100$	1.2		

Ilustración 32. Factor de longitud para el cálculo de la potencia nominal transmitida, del catálogo de Optibelt.

Por lo tanto,  $c7 = 1,05$

Para calcular el nº de dientes que están engranados en la polea pequeña, podemos hacer una regla de 3 simple, respecto a los dientes totales, y el ángulo de abrazamiento mostrado en SolidWorks:



*Ilustración 33. Ángulo de abrazamiento medido en SolidWorks*

Si en  $360^\circ$  de la polea tenemos 30 dientes, en  $112,58^\circ$ :

$$Z_e = 30 * 112,58 / 360 = 9,3816 \text{ dientes}$$

**Table 11**  
**Teeth in mesh factor  $c_1$**

Number of meshing teeth	Teeth in mesh factor $c_1$
$\geq 6$	1.0
5	0.8
4	0.6
3	0.4
2	0.2

*Ilustración 34. Factor de simultaneidad de dientes para el cálculo de la potencia nominal transmitida, del catálogo de Optibelt.*

Por lo tanto,  $c_1 = 1$

Y la potencia capaz de transmitir con la anchura estándar será:

$$P_u = P_n * c_7 * c_1$$

Faltaría tener la  $P_n$ , que interpolamos de la siguiente tabla:



**POWER RATINGS**  
optibelt **OMEGA FAN POWER TIMING BELTS**  
PROFILE AND DESIGN 14M HP




Table 19

Nominal power  $P_N$  [kW] for profile and design 14M HP and a timing belt width of 40 mm

Speed of the small pulley $n_1$ [min <sup>-1</sup> ]	Number of teeth on the small pulley $z_k$																
	28	29	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	52	56	64	72	80
	Pitch diameter of the small pulley $d_{pk}$ [mm]																
	124.78	129.23	133.69	142.60	151.52	160.43	169.34	178.25	187.17	196.08	204.99	213.90	231.73	249.55	285.21	320.86	356.51
10	0.46	0.49	0.51	0.54	0.58	0.62	0.67	0.70	0.74	0.78	0.82	0.86	0.93	1.00	1.15	1.30	1.44
20	0.88	0.91	0.94	1.02	1.11	1.17	1.25	1.32	1.39	1.47	1.54	1.61	1.75	1.90	2.17	2.46	2.73
40	1.62	1.69	1.76	1.90	2.04	2.17	2.32	2.45	2.58	2.72	2.85	2.99	3.25	3.52	4.05	4.56	5.08
60	2.37	2.47	2.57	2.78	2.97	3.18	3.38	3.58	3.78	3.98	4.17	4.36	4.75	5.14	5.92	6.67	7.43
100	3.73	3.89	4.06	4.38	4.71	5.03	5.34	5.67	5.98	6.30	6.61	6.92	7.54	8.16	9.37	10.58	11.78
200	6.91	7.21	7.52	8.12	8.74	9.33	9.93	10.52	11.12	11.71	12.29	12.87	14.03	15.19	17.47	19.71	21.93
300	9.68	10.30	10.74	11.62	12.50	13.36	14.22	15.08	15.93	16.78	17.62	18.46	20.12	21.78	25.05	28.28	31.46
400	12.68	13.26	13.83	14.96	16.08	17.21	18.33	19.42	20.53	21.63	22.71	23.80	25.95	28.09	32.31	36.47	40.56
500	15.40	16.09	16.79	18.17	19.56	20.92	22.28	23.64	24.97	26.30	27.63	28.95	31.56	34.18	39.31	44.36	49.33
600	18.02	18.85	19.67	21.30	22.91	24.53	26.12	27.70	29.28	30.86	32.40	33.95	37.02	40.09	46.09	51.99	57.80
700	21.08	22.05	23.01	24.93	26.83	28.73	30.60	32.46	34.31	36.15	37.97	39.79	43.38	46.96	53.99	60.87	67.63
800	23.08	24.14	25.20	27.29	29.38	31.45	33.51	35.56	37.58	39.60	41.59	43.59	47.51	51.43	59.11	66.62	73.99
1000	27.92	29.21	30.50	33.04	35.58	38.09	40.59	43.06	45.51	47.97	50.37	52.78	57.52	62.25	71.48	80.46	89.22
1200	32.57	34.08	35.59	38.57	41.54	44.48	47.40	50.28	53.14	56.00	58.81	61.61	67.10	72.60	83.25	93.56	103.56
1450	38.39	40.17	41.95	45.50	48.99	52.46	55.89	59.29	62.64	66.00	69.28	72.57	78.96	85.35	97.68	109.49	120.81
1600	41.42	43.35	45.27	49.09	52.86	56.60	60.30	63.97	67.58	71.18	74.71	78.23	85.08	91.93	105.03	117.53	129.41
1800	45.63	47.76	49.89	54.09	58.26	62.36	66.44	70.44	74.39	78.34	82.20	86.05	93.49	100.92	115.03	128.36	
2000	49.73	52.05	54.38	58.95	63.48	67.94	72.35	76.70	80.97	85.24	89.39	93.54	101.49	109.45	124.42		
2200	53.65	56.15	58.65	63.58	68.45	73.24	77.96	82.62	87.17	91.71	96.12	100.52	108.90	117.28			
2400	57.57	60.25	62.92	68.21	73.43	78.54	83.58	88.54	93.36	98.19	102.85	107.51	116.31	125.11			
2600	61.25	64.10	66.95	72.55	78.06	83.46	88.78	93.99	99.04	104.10	108.95	113.81					
2850	64.94	67.96	70.98	76.89	82.70	88.38	93.98	99.44	104.72	110.01	115.06	120.10					
3000	67.06	70.17	73.28	79.38	85.35	91.20	96.93	102.52	107.93	113.33	118.46	123.60					
3500	76.79	80.30	83.81	90.67	97.34	103.81	110.10	116.20	122.11	127.88	133.48	138.88					
4000	84.40	88.20	92.00	99.37	106.48	113.77	121.68	127.06	133.44	139.75	145.88	151.88					
4500	91.28	95.30	99.33	105.43	113.73	121.63	132.00	135.53									
5000	97.36	101.56	105.73	108.83	119.75	127.31											
5500	102.61	106.91	111.16	109.50													
6000	106.99	111.30															

Power ratings for other belt widths can be calculated by multiplying by the width correction factors.

Width correction factor					
Profile and design 14M FP					
Standard belt width [mm]	40	55	85	115	170
Factor	1.00	1.44	2.50	3.50	5.32

Ilustración 35. Tabla para la obtención de la Potencia nominal sin corregir por correas dentadas, del catálogo de Optibelt.

Para la  $P_n$  interpolamos:

$$P_n = 4,06 + (7,52 - 4,06) * (200 - 100) / (150 - 100) = 5,79 \text{ kW}$$

Como esta potencia es menor que la transmitida:

$$P_n = 5,79 \text{ kW} < P_{\text{max}} = 11,64 \text{ kW}$$

Se necesitará ampliar el ancho de la correa lo suficiente para que cumpla. En nuestro caso, se usará una anchura de 85mm, quedando la capacidad de transmisión de la potencia:

$$P_n = 5,79 * 2,5 = 14,475 \text{ kW} > P_{\text{max}}$$

En este caso sí que cumple la potencia de servicio.

### 1.12.8 Selección de las poleas:

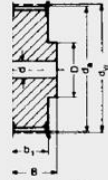
Con la información anterior, buscamos en el catálogo las poleas de 30 y 60 dientes para correa de 14M HP, con una anchura de 85mm:



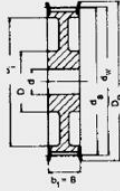
## TIMING BELT PULLEYS

**optibelt ZRS HTD TIMING BELT PULLEYS FOR CYLINDRICAL BORES**


**PROFILE 14M**



Design 6F



Design 10WF



Design 10A

Profile 14M – Tooth pitch 14 mm for belt width 85 mm													
Designation	Number of teeth	Design	Material	$d_w$ [mm]	$d_a$ [mm]	$D_b$ [mm]	$b_1$ [mm]	B [mm]	D [mm]	$D_1$ [mm]	Pilot bore d [mm]	Finished bore $d_{max}$ [mm]	Weight = [kg]
28-14M-85	28	6F	GG	124.78	122.12	127	102	117	100	—	24	60	7.70
29-14M-85	29	6F	GG	129.23	126.57	138	102	117	100	—	24	60	8.40
30-14M-85	30	6F	GG	133.69	130.99	138	102	117	100	—	24	60	9.10
32-14M-85	32	6F	GG	142.00	139.88	154	102	117	100	—	24	60	10.50
34-14M-85	34	6F	GG	151.52	148.79	160	102	117	100	—	24	70	11.90
36-14M-85	36	6F	GG	160.43	157.68	168	102	117	100	—	32	70	13.20
38-14M-85	38	6F	GG	169.34	166.60	183	102	117	120	—	32	70	15.15
40-14M-85	40	6F	GG	178.25	175.49	188	102	117	135	—	32	70	17.10
44-14M-85	44	6F	GG	196.08	193.28	211	102	117	135	—	32	70	23.30
48-14M-85	48	6F	GG	213.90	211.11	226	102	117	150	—	32	80	25.00
56-14M-85	56	10WF	GG	249.55	246.76	256	102	102	150	207	32	80	25.00
64-14M-85	64	10WF	GG	285.21	282.41	296	102	102	150	242	32	80	28.20
72-14M-85	72	10A	GG	320.80	318.06	—	102	102	150	278	32	80	28.80
80-14M-85	80	10A	GG	356.51	353.71	—	102	102	150	314	32	80	30.10
90-14M-85	90	10A	GG	401.07	398.28	—	102	102	150	358	32	80	33.00
112-14M-85*	112	10A	GG	499.11	496.32	—	102	102	150	456	32	80	41.80
144-14M-85*	144	10A	GG	641.71	638.92	—	102	102	150	600	32	80	52.40
168-14M-85*	168	10A	GG	748.66	745.87	—	102	102	150	706	32	80	60.30
192-14M-85*	192	10A	GG	855.62	852.82	—	102	102	165	813	32	90	70.20
216-14M-85*	216	10A	GG	962.57	959.77	—	102	102	165	920	32	90	81.00

*Ilustración 36. Tabla para la selección de las poleas dentadas, del catálogo de Optibelt.*

Damos por concluido el cálculo y selección de las poleas dentadas, y volcaremos esta información en el 3D y en los cálculos posteriores.

### 1.13 ANEJO Nº4: DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES

En este anejo diseñaremos los engranajes necesarios con el software KissSoft, teniendo en cuenta las siguientes condiciones:

- Una vida útil de 2 años trabajando 8 horas diarias con un calendario laboral: 4000h
- Una relación de transmisión de 2/5 de reducción, con una entrada de 75rpm, y una salida necesaria de 30rpm.
- Una potencia transmitida de 7,5 kW
  - Aunque el engranaje de entrada tendrá menos esfuerzos, ya que la potencia se divide con la correa entre los 2 ejes de intermedios.
- Un módulo de 10 por el tipo de aplicación de mucha carga y pocas revoluciones.
- Los materiales de los engranajes: 18CrNiMo7-6
- Lubricación por grasa

Con estos datos, obtenemos el siguiente archivo de resultados:

KISSsoft Release 03/2018 A

KISSsoft Academic License for EPSA-UPV

## CÁLCULO DE UN PAR DE RUEDAS CILÍNDRICAS RECTAS CON DENTADO RECTO

No. de plano o de artículo:

Rueda 1: 0.000.0

Rueda 2: 0.000.0

Método de cálculo DIN 3990:1987 Método B

----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --

Potencia (kW)	[P]	3.750	
Velocidad (1/min)	[n]	75	30
Momento torsor (Nm)	[T]	7162.0	17904.9
Factor de aplicación de carga	[KA]		1.50
Duración de vida exigida (h)	[H]	4000.00	
Rueda impulsora (+) / impulsada (-)		+	-
Flanco de trabajo rueda 1: Flanco derecho			
Sentido de giro rueda 1 en el sentido horario			

### 1. GEOMETRÍA DEL DIENTE Y MATERIAL

(Cálculo de la geometría según ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --

Distancia entre centros (mm)	[a]	525.000	
Tolerancia de distancia entre centros ISO 286:2010 desviación js			
Módulo normal (mm)	[mn]	10.0000	
Ángulo de presión normal (°)	[alfn]	20.0000	
Ángulo de hélice en el círculo primitivo (°)	[beta]	0.0000	
Número de dientes	[z]	30	75
Ancho del diente (mm)	[b]	60.00	80.00
Sentido helicoidal			Dentado recto
Calidad del dentado	[Q-DIN 3961:1978]	6	6
Diámetro interior (mm)	[di]	0.00	0.00
Diámetro interior de la corona (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Rueda 1: 18CrNiMo7-6, Acero de cementación, templado por cementación  
ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Dureza del núcleo >=25HRC Jominy

J=12mm<HRC28

Rueda 2: 18CrNiMo7-6, Acero de cementación, templado por cementación  
ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Dureza del núcleo >=25HRC Jominy

J=12mm<HRC28

----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --

Endurecimiento superficial		HRC 61	HRC 61
Resistencia a la fatiga, presión en el pie (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	430.00	430.00
Resistencia a la fatiga, presión hertziana (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00
Resistencia a la rotura (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	1200.00	1200.00

Limite elástico (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	850.00	850.00
Módulo de elasticidad (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	206000	206000
Número de Poisson	[ν]	0.300	0.300
Valor de rugosidad medio Ra, flanco (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Valor de rugosidad medio Ra, pie (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Profundidad media de rugosidad Rz, flanco (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Profundidad media de rugosidad Rz, pie (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Perfil de referencia de rueda

1 :

Perfil de referencia	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Perfil A		
Coficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250	
Coficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Coficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000	
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000	
Coficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000	
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000	
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000	
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000	

no topping

Perfil de referencia de rueda

2 :

Perfil de referencia	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Perfil A		
Coficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250	
Coficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Coficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000	
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000	
Coficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000	
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000	
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000	
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000	

no topping

Resumen del perfil de referencia de las ruedas dentadas:

Altura del pie del perfil de referencia	[hfP*]	1.250	1.250
Radio del pie del perfil de referencia	[rofP*]	0.380	0.380
Altura de la cabeza del perfil de referencia	[haP*]	1.000	1.000
Coficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000	0.000
Ángulo de la protuberancia (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000	0.000
Ángulo de flanco de chaflán (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Tipo de corrección de perfil:ninguna (sólo valor de rodaje)

Despulla de cabeza (μm)	[Ca]	2.0	2.0
-------------------------	------	-----	-----

Tipo de lubricación	Lubricación con grasa		
Tipo de grasa	Grasa: Arcanol VIB3		
Lubricación de base	Base de aceite mineral		
Viscosidad nominal cinemática. Aceite de base a 40 °C (mm <sup>2</sup> /s)	[nu40]	170.00	
Viscosidad nominal cinemática. Aceite de base a 100 °C (mm <sup>2</sup> /s)	[nu100]	13.50	
Prueba FZG A/8.3/90 (pasos 1 a 12)	[FZGtestA]	0	
Densidad específica a 15 °C (kg/dm <sup>3</sup> )	[roOil]	0.900	

Temperatura, grasa (°C)	[TS]	70.000	
		----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --	
Relación total	[itot]	-2.500	
Relación número de dientes	[u]	2.500	
Módulo transversal (mm)	[mt]	10.000	
Ángulo de presión, círculo primitivo (°)	[alft]	20.000	
Ángulo de presión en funcionamiento (°)	[alfwt]	20.000	
	[alfwt.e/i]	20.010 /	19.990
Ángulo de engrane de servicio en corte normal (°)			
	[alfwn]	20.000	
Ángulo de hélice en la circunferencia primitiva de funcionamiento (°)			
	[betaw]	0.000	
Ángulo de base de la hélice (°)	[betab]	0.000	
Distancia entre centros de referencia = 0 (mm)	[ad]	525.000	
Suma de los coeficientes de corrección del perfil			
	[Summexi]	0.0000	
Coeficiente de corrección del perfil	[x]	0.0000	0.0000
Espesor del diente (Arc) (módulo) (módulo)	[sn*]	1.5708	1.5708
Modificación de la altura de cabeza (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	300.000	750.000
Diámetro de base (mm)	[db]	281.908	704.769
Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)	[da]	320.000	770.000
(mm)	[da.e/i]	320.000 / 319.943	770.000 / 769.920
Desviaciones de la circunferencia de cabeza (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.057	0.000 / -0.080
Diámetro circunferencia de la forma de cabeza (mm)			
	[dFa]	320.000	770.000
(mm)	[dFa.e/i]	320.000 / 319.943	770.000 / 769.920
Diámetro de la cabeza activo (mm)	[dNa]	320.000	770.000
Diámetro de la cabeza activo (mm)	[dNa.e/i]	320.000 / 319.943	770.000 / 769.920
Diámetro primitivo de funcionamiento (mm)	[dw]	300.000	750.000
(mm)	[dw.e/i]	300.020 / 299.980	750.050 / 749.950
Diámetro de fondo (mm)	[df]	275.000	725.000
Factor de desplazamiento de perfil de rodamiento	[xE.e/i]	-0.0179/ -0.0261	-0.0240/ -0.0350
Circunferencia de pie generado con xE (mm)	[df.e/i]	274.643 / 274.478	724.519 / 724.299
Juego en el fondo teórico (mm)	[c]	2.500	2.500
Juego en el fondo efectivo (mm)	[c.e/i]	2.914 / 2.705	2.836 / 2.644
Diámetro del círculo utilizable del pie (mm)	[dNf]	286.128	734.738
(mm)	[dNf.e/i]	286.197 / 286.093	734.830 / 734.680
Diámetro de la forma del pie (mm)	[dFf]	285.341	732.066
(mm)	[dFf.e/i]	285.182 / 285.109	731.687 / 731.514
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.544 / 0.456	1.658 / 1.497
Altura de cabeza (mm)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	10.000	10.000
(mm)	[ha.e/i]	10.000 / 9.972	10.000 / 9.960
Altura del pie (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	12.500	12.500
(mm)	[hf.e/i]	12.679 / 12.761	12.740 / 12.850
Ángulo di rodadura de dF (°)	[xsi_dFa.e/i]	30.775 / 30.751	25.215 / 25.199
Ángulo de rodadura para dNa (Cabeza) (°)	[xsi_dNa.e/i]	30.775 / 30.751	25.215 / 25.199
Ángulo de rodadura para dNf (Talón) (°)	[xsi_dNf.e/i]	10.033 / 9.909	16.912 / 16.869
Ángulo di rodadura de dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	8.757 / 8.659	15.986 / 15.934
Altura de diente (mm)	[h]	22.500	22.500
Número virtual de dientes	[zn]	30.000	75.000
Espesor del diente normal en la circunferencia exterior (mm)	[san]	7.374	7.962
(mm)	[san.e/i]	7.265 / 7.171	7.817 / 7.701
Espesor del diente normal en la circunferencia de la forma de cabeza (mm)	[sFan]	7.374	7.962

(mm)	[sFan.e/i]	7.265 /	7.171	7.817 /	7.701
Entrediente normal en la circunferencia de pie (mm)	[efn]	0.000		7.661	
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /	0.000	7.710 /	7.732
Velocidad máx. de deslizamiento en la cabeza (m/s)	[vga]	0.018		0.020	
Deslizamiento específico, en la cabeza	[zetaa]	0.451		0.605	
Deslizamiento específico, en el pie	[zetaf]	-1.534		-0.823	
Deslizamiento específico medio	[zetam]		0.532		
Factor de deslizamiento, en la cabeza	[Kga]	0.228		0.250	
Factor de deslizamiento, en el pie	[Kgf]	-0.250		-0.228	
Paso transversal (mm)	[pt]		31.416		
Círculo de base transversal (mm)	[pbt]		29.521		
Círculo de base real (mm)	[pet]		29.521		
Longitud de la línea de contacto (mm)	[ga, e/i]	51.230 (	51.332 /	50.968)	
Longitud T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	24.480(	24.378/	24.682)	155.081( 155.081/ 154.981)
Longitud T1-B (mm)	[T1B, T2B]	46.189(	46.189/	46.128)	133.372( 133.270/ 133.534)
Longitud T1-C (mm)	[T1C, T2C]	51.303(	51.274/	51.332)	128.258( 128.184/ 128.331)
Longitud T1-D (mm)	[T1D, T2D]	54.001(	53.899/	54.203)	125.559( 125.559/ 125.460)
Longitud T1-E (mm)	[T1E, T2E]	75.710(	75.710/	75.650)	103.851( 103.748/ 104.013)
Longitud T1-T2 (mm)	[T1T2]		179.561 (	179.458 /	179.663)
Diámetro en el punto de contacto simple B (mm)	[d-B]	296.657(	296.657/	296.620)	753.560( 753.487/ 753.675)
Diámetro en el punto de contacto simple D (mm)	[d-D]	301.888(	301.815/	302.033)	748.171( 748.171/ 748.105)
Recubrimiento en la Cabeza 0.903)	[eps]	0.827(	0.828/	0.824)	0.909( 0.911/ 0.903)
Línea de contacto (mm)	[Lmin]		60.000		
Relación de contacto aparente	[eps_a]		1.735		
Relación de contacto aparente con desviaciones	[eps_a.e/m/i]	1.739 /	1.733 /	1.726	
Coefficiente de recubrimiento	[eps_b]		0.000		
Relación de contacto total	[eps_g]		1.735		
Relación de contacto total con desviaciones	[eps_g.e/m/i]	1.739 /	1.733 /	1.726	

## **2. FACTORES GENERALES DE INFLUENCIA**

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Fuerza circunferencial nominal en el círculo primitivo (N)	[Ft]		47746.5
Fuerza axial (N)	[Fa]		0.0
Fuerza radial (N)	[Fr]		17378.3
Fuerza normal (N)	[Fnorm]		50810.7
Fuerza circunferencial nominal por mm (N/mm)	[w]		795.77
Sólo informativo: Fuerzas en la circunferencia primitiva de funcionamiento:			
Fuerza circunferencial nominal (N)	[Ftw]		47746.5
Fuerza axial (N)	[Faw]		0.0
Fuerza radial (N)	[Frw]		17378.3
Velocidad periférica circunferencia primitiva (m/s)	[v]		0.08
Velocidad periférica circunferencia primitiva de funcionamiento (m/s)	[v(dw)]		0.08

Valor de rodaje ( $\mu\text{m}$ )	[yp]		0.9
Valor de rodaje ( $\mu\text{m}$ )	[yf]		1.1
Factor de corrección	[CM]		0.800
Factor cuerpo de rueda	[CR]		1.000
Factor perfil de referencia	[CBS]		0.975
Factor material	[E/Est]		1.000
Rigidez individual del diente (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[c']		13.965
Rigidez del engrane (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[cg]		21.668
Masa reducida (kg/mm)	[mRed]		0.26199
Nº. de rotaciones de resonancia (min-1)	[nE1]		2895
Nº. de rotaciones de referencia (-)	[N]		0.002
Zona subcrítica			
Valor de rodaje ( $\mu\text{m}$ )	[ya]		0.9
Distancia entre apoyos I del árbol de piñón (mm)	[l]		120.000
Distancia s del árbol de piñón (mm)	[s]		12.000
Diámetro exterior del árbol de piñón (mm)	[dsh]		60.000
Esfuerzo según figura 6.8, DIN 3990-1:1987 [-]		4	
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)			
Factor K' según figura 6.8, DIN 3990-1:1987 [K']		-1.00	
Sin efecto de soporte			
Desviación activa de la línea de flanco ( $\mu\text{m}$ )	[Fby]		5.97
De la deformación de los árboles ( $\mu\text{m}$ )	[fsh*B1]		10.55
(fsh ( $\mu\text{m}$ ) = 10.55, B1 = 1.00, fHb5 ( $\mu\text{m}$ ) = 7.00)			
Diente sin corrección de la línea de flanco			
Posición del contacto: favorable			
De las tolerancias de fabricación ( $\mu\text{m}$ )	[fma*B2]		10.00
(B2=1.00)			
Desviación teórica de la línea de flanco ( $\mu\text{m}$ )	[Fbx]		7.03
Valor de rodaje ( $\mu\text{m}$ )	[yb]		1.05
Factor dinámico			
	[KV]		1.001
Factor anchura - Flanco			
	[KHb]		1.054
- Pie del diente	[KFb]		1.037
- Gripado	[KBb]		1.054
Factor transversal - flanco			
	[KH a]		1.000
- Pie del diente	[KF a]		1.000
- Gripado	[KB a]		1.000
Factor de ángulo de hélice Gripado			
	[Kbg]		1.000
Número de ciclos de carga (en mill.)	[NL]	1.200	0.480

### **3. RESISTENCIA DEL PIE**

Cálculo de los factores de perfil de diente según método: B

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Calculada con desplazamiento de perfil	[x]	0.0000	0.0000
Factor perfil de diente	[YF]	1.30	1.19
Factor corrección de tensión	[YS]	1.98	2.17
Ángulo de presión de la fuerza aplicada (°)	[alfFen]	18.10	19.63
Brazo de palanca de flexión (mm)	[hF]	9.16	9.79
Espesor del pie (mm)	[sFn]	20.66	22.28



Radio del pie (mm)	[roF]	5.49	4.85
( $hF^* = 0.916/0.979$ $sFn^* = 2.066/2.228$ $roF^* = 0.549/0.485$ )			
(den (mm) =			
$301.888/753.560$ $dsFn(mm) = 279.027/729.018$ $alFsFn(^{\circ}) = 30.00/30.00$ $qs = 1.881/2.294$ )			
Factor de recubrimiento	[Yeps]	1.000	
Factor de ángulo de hélice	[Ybet]	1.000	
Ancho de diente determinante (mm)	[beff]	60.00	80.00
Tensión nominal del pie del diente (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF0]	205.51	153.99
Tensión del pie del diente (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF]	319.92	239.72
Presión admisible en el pie, de la rueda de prueba			
Factor sensibilidad de entalladura	[YdrelT]	0.994	1.015
Factor de superficie	[YRrelT]	0.962	0.966
Factor de tamaño (pie)	[YX]	0.956	0.961
Factor de resistencia a la fatiga limitada	[YNT]	1.111	1.233
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	1.014	1.163
Coefficiente de flexión alternada (factor de influencia de tensión media)	[YM]	1.000	1.000
Factor corrección de tensión	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFE]	860.00	860.00
Tensión admisible de la raíz del diente (N/mm <sup>2</sup> )			
	[sigFP=sigFG/SFmin]	622.89	714.70
Resistencia límite de la raíz del diente (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFG]	872.04	1000.58
Seguridad nominal	[SFmin]	<b>1.40</b>	<b>1.40</b>
Factor de seguridad, tensión del pie	[SF=sigFG/sigF]	<b>2.73</b>	<b>4.17</b>
Potencia transmisible (kW)	[kWRating]	<b>7.30</b>	<b>11.18</b>

#### 4. SEGURIDAD DEL FLANCO (PICADURA)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Factor zona	[ZH]	2.495	
Factor de elasticidad ( $\sqrt{N/mm^2}$ )	[ZE]	189.812	
Factor de recubrimiento	[Zeps]	0.869	
Factor de ángulo de hélice	[Zbet]	1.000	
Ancho de diente determinante (mm)	[beff]	60.00	
Presión de flancos nominal (N/mm <sup>2</sup> )	[sigH0]	792.79	
Presión en el flanco en la circunferencia primitiva de funcionamiento (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHw]	997.20	
Factor de contacto individual	[ZB,ZD]	1.03	1.00
Presión de contacto en el flanco (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHB, sigHD]	1030.61	997.20
Factor de lubricante (en NL)	[ZL]	1.000	1.000
Factor de velocidad (en NL)	[ZV]	0.974	0.984
Factor de rugosidad (en NL)	[ZR]	1.003	1.002
Factor de control de material (en NL)	[ZW]	1.000	1.000
Factor de resistencia a la fatiga limitada	[ZNT]	1.326	1.421
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.296	1.401
Se permite una cierta formación de picaduras:		no	
Factor de tamaño (flanco)	[ZX]	1.000	1.000
Presión de flanco admisible (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHP=sigHG/SHmin]	1943.63	2100.82
Resistencia límite de las picaduras (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHG]	1943.63	2100.82
Seguridad nominal	[SHmin]	1.00	1.00
Seguridad para la presión de flanco en la circunferencia primitiva de funcionamiento	[SHw]	1.95	2.11
Seguridad para la presión, contacto individual	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.89	2.11



(Seguridad respecto al momento torsor transmisible)

	<b>[(SHBD)<sup>2</sup>]</b>	<b>3.56</b>	<b>4.44</b>
Potencia transmisible (kW)	<b>[kWRating]</b>	<b>13.34</b>	<b>16.64</b>

#### **4b. MICROPITTING (punteados grises) SEGÚN**

**ISO/TR 15144-1:2014**

No se realiza el cálculo. (Lubricante: No se conoce el nivel de carga prueba de micropitting)

#### **6. MEDIDAS DE PRUEBA PARA EL ESPESOR DE DIENTE**

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tolerancia del espesor del diente			
Desviación, espesor del diente en sección normal (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.175 / -0.255
Número de dientes medidos	[k]	4.000	9.000
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)	[Wk]	107.526	261.435
Medida entre dientes efectivo (mm)	[Wk.e/i]	107.404 / 107.348	261.271 / 261.196
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.122 / -0.179	-0.164 / -0.240
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMWk.m]	301.665	751.627
Diámetro de los medidores teórico. (mm)	[DM]	17.057	16.847
Diámetro efectivo. de los medidores (mm)	[DMeff]	18.000	18.000
Medida radial, en una bola, sin holgura (mm)	[MrK]	163.309	388.537
Medida en una bola radial (mm)	[MrK.e/i]	163.159 / 163.089	388.315 / 388.213
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMMr.m]	301.417	752.058
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)	[MdK]	326.618	776.907
Medida diametral en dos rollos (mm)	[MdK.e/i]	326.317 / 326.178	776.463 / 776.260
Medida sobre dos rodillos, sin juego (mm)	[MdR]	326.618	776.907
Medida diametral, entre rodillos según DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	326.317 / 326.178	776.463 / 776.260
Medida entre 3 rodillos (axial) según AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	326.317 / 326.178	776.463 / 776.260
Medida sobre tres rodillos sin huelgo (mm)	[Md3R]	0.000	776.740
Medida efectiva sobre tres rodillos (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000	776.297 / 776.094
Cuerda de espesor de diente, sin holgura (mm)	[sc]	15.701	15.707
Cuerda de espesor de diente, efectiva (mm)	[sc.e/i]	15.571 / 15.511	15.532 / 15.452
Altura por encima de la cuerda a partir de da.m (mm)	[ha]	10.191	10.062
Espesor del diente (Arc) (mm)	[sn]	15.708	15.708
(mm)	[sn.e/i]	15.578 / 15.518	15.533 / 15.453
Distancia entre centros sin juego (mm)	[aControl.e/i]	524.580	/524.386
Distancia entre centros sin juego, desviaciones (mm)	[jta]	-0.420 / -0.614	
dNf.i con aControl (mm)	[dNf0.i]	285.533	733.727
Reserva (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.176	1.020
Juego en el fondo (mm)	[c0.i(aControl)]	2.126	2.065
Desviación distancia entre centros (mm)	[Aa.e/i]	0.035 / -0.035	
Juego de circunferencia de Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.025 / -0.025	
Juego radial (mm)	[jrw.e/i]	0.649 / 0.385	
juego de circunferencia (sección transversal) (mm)	[jtw.e/i]	0.470 / 0.280	
Juego de engrane normal (mm)	[jnw.e/i]	0.442 / 0.263	
Ángulo de torsión en la entrada con salida retenida:			
Ángulo total de torsión (°)	[j.tSys]		0.1797/0.1068

## **7. TOLERANCIAS DEL DENTADO**

Según	DIN 3961:1978	----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Calidad del dentado	[Q-DIN3961]	6	6
Desviación, forma del perfil ( $\mu\text{m}$ )	[ff]	14.00	14.00
Desviación, ángulo del perfil ( $\mu\text{m}$ )	[fHa]	9.00	9.00
Desviación total del perfil ( $\mu\text{m}$ )	[Ff]	16.00	16.00
Desviación, forma de línea de flanco ( $\mu\text{m}$ )	[fbf]	8.00	8.00
Desviación, ángulo de la forma de línea de flanco ( $\mu\text{m}$ )	[fHb]	10.00	10.00
Desviación total de la forma de línea de flanco ( $\mu\text{m}$ )	[Fb]	13.00	13.00
Desviación, paso base ( $\mu\text{m}$ )	[fpe]	11.00	12.00
Desviación individual del paso ( $\mu\text{m}$ )	[fp]	11.00	12.00
Salto de paso ( $\mu\text{m}$ )	[fu]	14.00	15.00
Desviación total del paso ( $\mu\text{m}$ )	[Fp]	42.00	48.00
Errores de círculos de paso acumulados sobre $z/8$ ( $\mu\text{m}$ )	[Fpz/8]	27.00	30.00
Desviación de la concentricidad ( $\mu\text{m}$ )	[Fr]	32.00	35.00
Variación del espesor de diente ( $\mu\text{m}$ )	[Rs]	19.00	21.00
Error compuesto tangencial ( $\mu\text{m}$ )	[Fi']	47.00	51.00
Salto tangencial ( $\mu\text{m}$ )	[fi']	19.00	20.00
Error compuesto radial ( $\mu\text{m}$ )	[Fi'']	35.00	38.00
Salto radial ( $\mu\text{m}$ )	[fi'']	16.00	17.00
Tolerancias de la alineación de los ejes (recomendación según ISO TR 10064-3:1996, calidad 6)			
Valor máximo para desviación del eje ( $\mu\text{m}$ )	[fSigbet]	17.00	(Fb=17.00)
Valor máximo para error de inclinación ( $\mu\text{m}$ )	[fSigdel]	34.00	

## **8. DATOS COMPLEMENTARIOS**

Masa (kg)	[m]	32.657	274.893
Masa total (kg)	[m]	307.550	
Momento de inercia (sistema con respecto al accionamiento):			
Cálculo, sin tener en cuenta el perfil de diente exacto			
Ruedas, individualmente, $((da+df)/2...di)$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )			
	[TraeghMom]	0.36129	19.19979
System	$((da+df)/2...di)$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	[TraeghMom]	3.43326
Resistencia a la torsión en el accionamiento con salida retenida:			
Rigidez a la torsión (MNm/rad)	[cr]	25.829	
Deformación bajo momento torsor nominal ( $^\circ$ )	[delcr]	0.016	
Coefficiente medio de fricción (según Niemann)	[mum]	0.067	
Deslizamiento de desgaste según Niemann	[zetw]	0.923	
Potencia disipada en el dentado por la carga en el diente (kW)	[PVZ]	0.028	
(Rendimiento del dentado (%))	[etaz]	99.244	
Nivel de presión sonora (según Masuda, sin análisis de contacto)	[dB(A)]	53.6	

## **9. CORRECCIONES Y DETERMINACIÓN DEL PERFIL DEL DIENTE**

Datos para el cálculo del perfil del diente:

Datos no existentes.

## **10. VIDA, DAÑOS**

Seguridad nominal pie del diente [SFmin] **1.40**  
Seguridad nominal flanco [SHmin] **1.00**

Vida (calculada con seguridades nominales):

Vida sistema (h) [Hatt] **> 1000000**

Vida pie del diente (h) [HFatt] **1e+006** **1e+006**

Vida flanco (h) [HHatt] **1e+006** **1e+006**

Nota: La indicación 1e+006 h significa que la vida es > 1.000.000 h.

Daños calculados en base a la duración de vida nominal [H] (4000.0 h)

F1% F2% H1% H2%  
0.00 0.0000 0.0000 0.0000

**Cálculo de los factores para la determinación de la fiabilidad R(t) según B. Bertsche con distribución de Weibull; t in (h):**

$$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \%$$

Rueda		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Pie del diente	300	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Flanco de diente	300	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
2	Pie del diente	120	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
2	Flanco de diente	120	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00

Fiabilidad de la configuración con vida nominal (%) 100.00 (Bertsche)

### **OBSERVACIONES:**

- Datos con [e/i] significan: valores máximos [e] y mínimos [i] considerando todas las tolerancias  
Las indicaciones con [m] significan: promedio en la tolerancia
- En el movimiento muerto entre flancos se tienen en cuenta las tolerancias entre centros y las dimensiones del espesor del diente. Se indica el juego máximo y mínimo según las desviaciones más grandes o más pequeñas.  
Se ejecuta el cálculo para la circunferencia primitiva de funcionamiento..
- Detalles del método de cálculo:  
cg según método B  
KV según método B  
KHb, KFb según método C  
KHa, KFa según método B

Final del protocolo

Lineas:

490

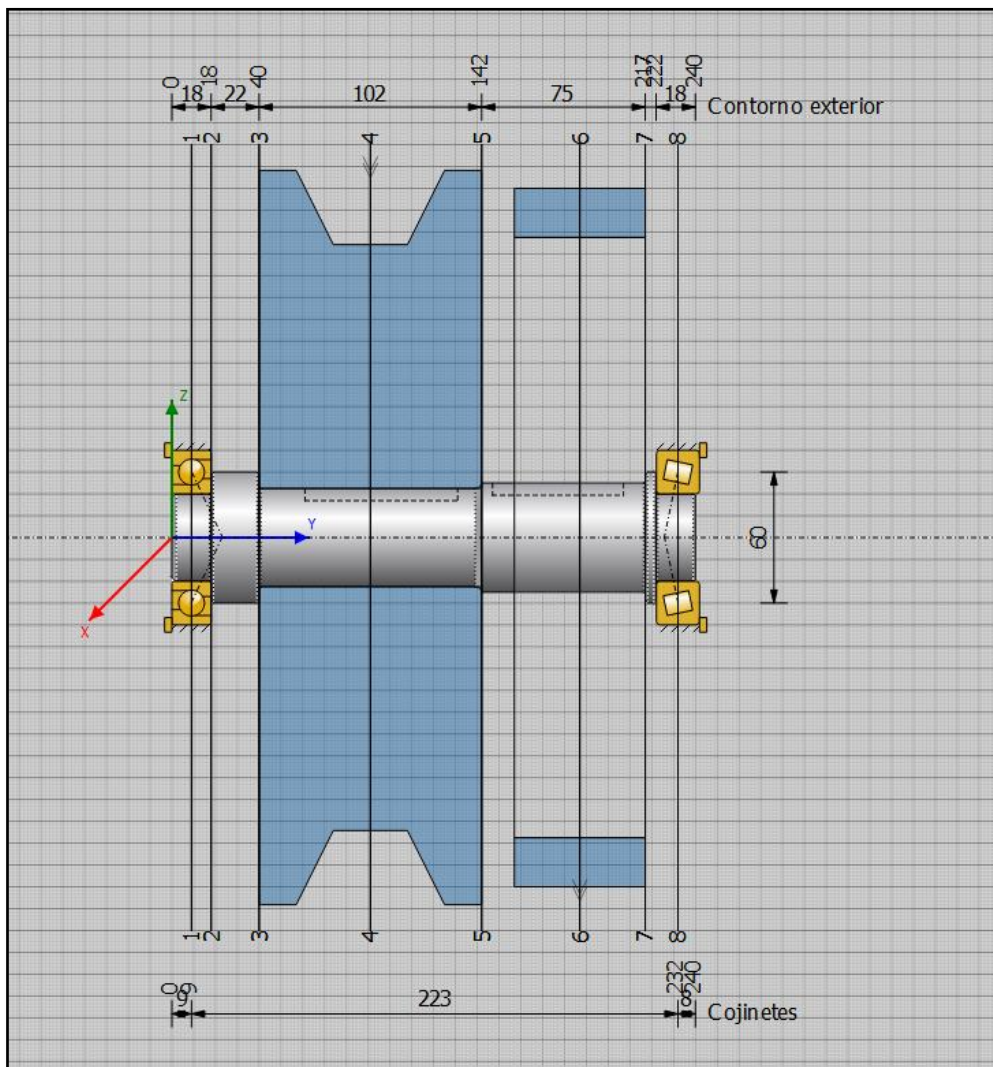
Si miramos la tabla resumen, podemos observar cómo la pareja de engranajes resultantes es válida para nuestra cadena cinemática, superando las seguridades mínimas establecidas según las condiciones de trabajo.

Por ello, tomamos los engranajes como válidos y los exportaremos al 3D y a los cálculos restantes del proyecto.

### 1.14 CÁLCULO DE RESISTENCIA DEL EJE INTERMEDIO

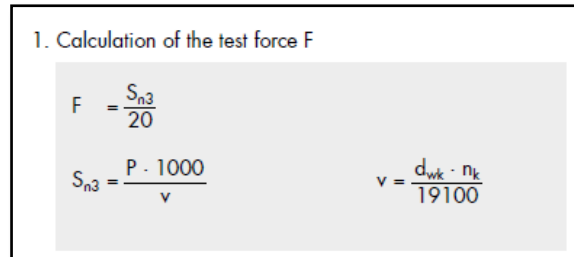
Para concluir el estudio de la cadena cinemática se realizará el cálculo de resistencia del eje intermedio, con las mismas condiciones de trabajo que hemos ido comentando en los apartados anteriores.

Nos ayudaremos también en el software KissSoft para ello, y modelamos el árbol de la siguiente manera:



*Ilustración 37. Modelado del árbol en KissSoft*

Aunque antes de realizar el cálculo, deberemos introducir la fuerza de tensión de la polea, que nos viene indicada en el catálogo de Optibelt:



1. Calculation of the test force F

$$F = \frac{S_{n3}}{20}$$
$$S_{n3} = \frac{P \cdot 1000}{v} \qquad v = \frac{d_{wk} \cdot n_k}{19100}$$

*Ilustración 38. Indicaciones del catálogo de Optibelt de cómo calcular la fuerza tensora de las poleas dentadas.*

$$S_{n3} = 11,64 \cdot 1000 / V$$

$$V = 133.69 \cdot 75 / 19100$$

$$S_{n3} = 11.64 \cdot 1000 / 0.44 = 26454.54 \text{ N}$$

$$F = 1322.72 \text{ N}$$

Así, tenemos como resultado la fuerza de tensión que ejerce la correa a la polea, y que es necesaria introducir en el software de KissSoft para realizar un cálculo correcto.

De esta manera indicando todos los datos podemos calcular el diseño, podemos calcular las fuerzas de apoyo en los rodamientos, como el momento flector y la tensión de referencia y los coeficientes de seguridad a fluencia y fatiga en las secciones críticas para una confiabilidad establecida de un 90%.

Resultados					
Flexión máxima				2.35 $\mu\text{m}$	
Tensión de referencia máxima				401.67 $\text{N/mm}^2$	
Vida útil del cojinete mínima				> 1000000 h	
Seguridad estática del cojinete mínima				25.92	
Seguridad mínima fátiga				1.31	
Seguridad mínima estática				1.60	
Seguridades		Resultados [%]			
Fatiga		estático		estático	
1	9999.99	9999.99	999999.99	999999.99	
2	301.74	2056.80	25144.76	171399.68	
3	220.27	863.54	18355.57	71961.29	
4	2.61	3.19	217.13	265.83	
5	1.31	1.60	109.41	132.93	
6	2.78	3.37	231.31	280.90	
7	1028.83	9999.99	85735.98	999999.99	
8	509.97	9999.99	42497.87	999999.99	
Vida útil del cojinete		S0		Lnh	
Rodamiento 1		25.92		> 1000000 h	
Rodamiento 2		100.53		> 1000000 h	
Fuerza de reacción del cojinete		Componente		X	
Rodamiento 1		F		-879.567 N	
		M		0.000 Nm	
Rodamiento 2		F		-443.142 N	
		M		-0.000 Nm	
		Y		505.465 N	
		Z		0.000 N	
		Rxz		879.567 N	
				12.402 Nm	
				443.142 N	
				2.756 Nm	

Ilustración 39. Resumen de los resultados del diseño del eje en KissSoft

### 1.14.1 Flexión máxima permisible del árbol:

Con la validación de los resultados, estudiamos la flexión máxima del árbol:

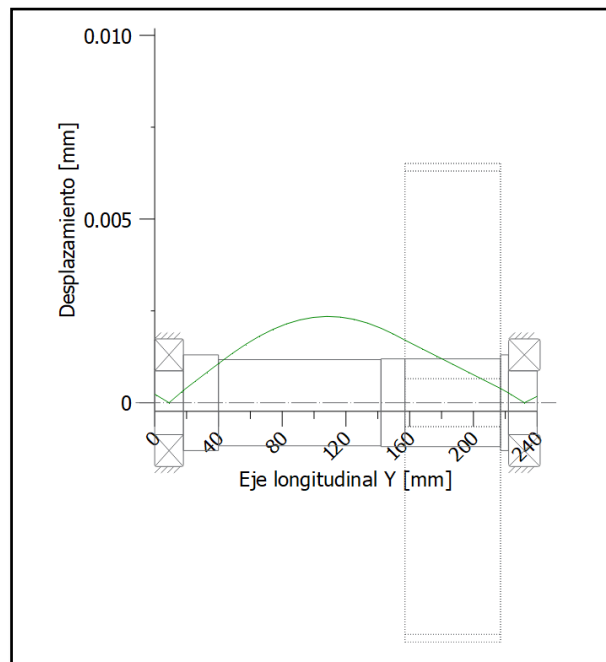


Ilustración 40. Gráfico de KissSoft donde se indica la zona aproximada donde se produce la mayor deflexión lineal

Árbol	
Flexión máxima (µm)	2.348
Posición del máximo (mm)	108.000

Ilustración 41. Extracto del protocolo de KissSoft donde se indica la zona exacta donde se produce la mayor deflexión lineal

Comparamos con la flexión permisible según normativa:

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*
Deflexión (debida a flexión)	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$ , donde $L$ es la distancia entre apoyos
	En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
	En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
	Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$ , donde $h$ es la holgura entre el rotor y el estator
	Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$ , donde $D$ es el diámetro del rotor

Ilustración 42. Tabla de deformaciones lineales máximas permisibles en árboles de transmisión

$$[y] \text{ permisible} = (0,0002 \text{---} 0,0003) * L$$

$$L = \text{distancia entre apoyos} = 223\text{mm}$$

$$[y] \text{ permisible} = (0,0002 \text{---} 0,0003) * 223 = 0,0446 \text{---} 0,0669 \text{ (mm)}$$

Flexión máxima del árbol = 0,002348 mm; por lo tanto, es permisible y se encuentra fuera y por debajo del intervalo de deflexión máxima.



### 1.14.2 Deflexión lineal y angular en el engranaje:

**Tabla** Deformaciones permisibles de árboles.

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*	
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$ , donde $L$ es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$ , donde $h$ es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$ , donde $D$ es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	$\varphi$	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En un cojinete	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi] = 0.01$ rad
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi] = 0.0025$ rad
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi] = 0.0016$ rad
		En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi] = 0.05$ rad
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	$\theta/L$	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045...0.006$ rad/m
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175$ rad/m
		Árboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009$ rad/m
		Árboles de cardanes de vehículos ( $d = 30...50$ mm)	$[\theta/L] = 0.005...0.007$ rad/m

\* Otras recomendaciones<sup>[4]</sup> indican que:  $y \leq 0.005$  in en los asientos de ruedas dentadas;  $\varphi_1 + \varphi_2 < 0.03^\circ$ , donde  $\varphi_1$  y  $\varphi_2$  son las deflexiones angulares de un par de ruedas dentadas engranando; y que  $y$  en cojinetes de contacto deslizante debe ser menor que el espesor de la película de aceite.  
 \* El módulo,  $m$ , de una transmisión por ruedas dentadas es un parámetro que define el tamaño de los dientes.

*Ilustración 43. Tabla de deformaciones lineales y angulares máximas permisibles en árboles de transmisión*

$$[y] \text{ permisible} = 0,0446 < \dots > 0,0669 \text{ (mm)}$$

Sabiendo que el modulo del engranaje es  $m=10$ :

$$[y] \text{ permisible engranaje} = (0,01 < \dots > 0,03) * 10 = 0,1 < \dots > 0,3 \text{ (mm)}$$

	X	Y	Z	R <sub>xz</sub>		
Desplazamiento	u	0.0023	0.0101	0.0000	0.0023	mm
Rotación	r	0.0000	-1.3806	-0.0092	0.0092	mrad
Fuerza	F	0.2182	-0.5054	-0.0000	0.2182	kN
Momento	M	-0.0000	-3580.9862	42.8625	42.8625	Nm

*Ilustración 44. Extracto de los resultados de solicitaciones en el punto donde se encuentra el engranaje en el eje*

$[\varphi]$  Pos. Central Engranaje = 0,0092 mrad = 0,0000092 rad

$[\varphi]_{\text{máx}} = 0,1 \text{ rad} > 0,0000092 \text{ rad} \rightarrow$  **Cumple**

Ahora, insertaremos el protocolo de cálculos completos devueltos por el software:

————— KISSsoft Release 03/2018 A

————— KISSsoft Academic License for EPSA-UPV

## Cálculo de árboles, ejes y vigas

### Datos de entrada

Sistema de coordenadas del árbol: véase Fig. W-002

Denominación	Árbol 1
Plano	
Posición de inicio (mm)	0.000
Longitud (mm)	240.000
Velocidad (1/min)	75.00
Sentido de giro: en el sentido de las agujas del reloj	
Material	17NiCrMo6-4
Módulo de elasticidad (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Número de Poisson un	0.300
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficiente de dilatación térmica (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperatura (°C)	20.000
Peso del árbol (kg)	4.176
(Nota: El peso se aplica para los árboles sin tener en cuenta las ruedas dentadas)	
Peso del árbol, incluidas masas adicionales (kg)	14.685
Momento de inercia de masa (kg*m <sup>2</sup> )	0.047
Momento de inercia GD2 (Nm <sup>2</sup> )	1.840
El peso no se tendrá en cuenta	
Engranajes con rigidez según ISO	
Las deformaciones por cizallamiento se tendrán en cuenta	
Factor de corrección del cizallamiento	1.100
No se tendrá en cuenta el ángulo de presión de rodamientos	
Posición de tolerancia: Valor medio	
Temperatura de referencia (°C)	20.000

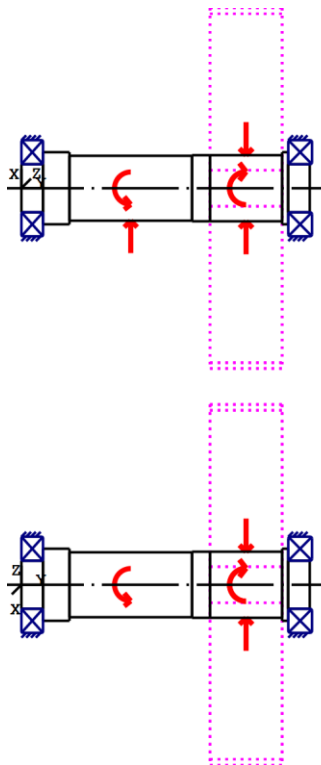


Figura: Introducciones de carga

**Definición del árbol (Árbol 1)**

**Contorno exterior**

Cilindro (Cilindro1) 0.000mm ... 18.000mm

Diámetro (mm)	[d]	40.0000
Longitud (mm)	[l]	18.0000
Rugosidad ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	4.8000

Bisel izquierda (Bisel izquierda)  
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Radio derecha (Radio derecha)  
r=0.80 (mm), Rz=8.0, Girado (Ra=3.2 $\mu\text{m}$ /125 $\mu\text{in}$ )

Cilindro (Cilindro) 18.000mm ... 40.000mm

Diámetro (mm)	[d]	60.0000
Longitud (mm)	[l]	22.0000
Rugosidad ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	4.8000

Bisel izquierda (Bisel izquierda)  
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Bisel derecha (Bisel derecha)  
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cilindro (Cilindro) 40.000mm ... 142.000mm

Diámetro (mm)	[d]	40.0000
Longitud (mm)	[l]	102.0000
Rugosidad (µm)	[Rz]	4.8000

Radio izquierda (Radio izquierda)  
r=0.80 (mm), Rz=8.0, Girado (Ra=3.2µm/125µin)

Radio derecha (Radio derecha)  
r=3.00 (mm), Rz=8.0, Girado (Ra=3.2µm/125µin)

Ranura de chaveta (Ranura de chaveta) 61.000mm ... 131.000mm  
l=70.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Girado (Ra=3.2µm/125µin)

Cilindro (Cilindro) 142.000mm ... 217.000mm

Diámetro (mm)	[d]	50.0000
Longitud (mm)	[l]	75.0000
Rugosidad (µm)	[Rz]	4.8000

Radio derecha (Radio derecha)  
r=0.80 (mm), Rz=8.0, Girado (Ra=3.2µm/125µin)

Ranura de chaveta (Ranura de chaveta) 147.000mm ... 207.000mm  
l=60.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Girado (Ra=3.2µm/125µin)

Cilindro (Cilindro) 217.000mm ... 222.000mm

Diámetro (mm)	[d]	60.0000
Longitud (mm)	[l]	5.0000
Rugosidad (µm)	[Rz]	4.8000

Bisel derecha (Bisel derecha)  
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Bisel izquierda (Bisel izquierda)  
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cilindro (Cilindro) 222.000mm ... 240.000mm

Diámetro (mm)	[d]	40.0000
Longitud (mm)	[l]	18.0000
Rugosidad (µm)	[Rz]	4.8000

Radio izquierda (Radio izquierda)  
r=0.80 (mm), Rz=8.0, Girado (Ra=3.2µm/125µin)

Bisel derecha (Bisel derecha)  
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

**Fuerzas**

Tipo del elemento de fuerza

**Polea de cable**

Denominación en el modelo		Polea
Posición en el árbol (mm)	[ylocal]	91.0000
Posición en el sistema global (mm)	[yglobal]	91.0000
Sentido del cable Bowden (°)		0.0000
Diámetro del disco (mm)		268.4100
Longitud de la aplicación de la fuerza (mm)		102.0000
Potencia (kW)		3.7500 accionado (accionamiento)
Momento torsor (Nm)		7161.9724
Fuerza axial (N)		0.0000
Fuerza transversal X (N)		1322.7200
Fuerza transversal Z (N)		0.0000
Momento flector X (Nm)		0.0000
Momento flector Z (Nm)		0.0000
Suma de las fuerzas del cable Bowden (N)		1322.7200

Tipo del elemento de fuerza		<b>Engrane recto</b>
Denominación en el modelo		Engrane recto(0.0)
Posición en el árbol (mm)	[ylocal]	187.0000
Posición en el sistema global (mm)	[yglobal]	187.0000
Diámetro primitivo de funcionamiento (mm)		300.0000
Dentado recto		
Ángulo de engrane de servicio en corte normal (°)		20.0000
Posición del engrane (°)		0.0000
Longitud de la aplicación de la fuerza (mm)		60.0000
Potencia (kW)		1.2500 impulsor (salida)
Momento torsor (Nm)		-2387.3241
Fuerza axial (N)		0.0000
Fuerza transversal X (N)		-5792.7662
Fuerza transversal Z (N)		15915.4943
Momento flector X (Nm)		-0.0000
Momento flector Z (Nm)		0.0000

Tipo del elemento de fuerza		<b>Engrane recto</b>
Denominación en el modelo		Engrane recto(0.0)
Posición en el árbol (mm)	[ylocal]	187.0000
Posición en el sistema global (mm)	[yglobal]	187.0000
Diámetro primitivo de funcionamiento (mm)		300.0000
Dentado recto		
Ángulo de engrane de servicio en corte normal (°)		20.0000
Posición del engrane (°)		120.0000
Longitud de la aplicación de la fuerza (mm)		60.0000
Potencia (kW)		1.2500 impulsor (salida)
Momento torsor (Nm)		-2387.3241
Fuerza axial (N)		0.0000
Fuerza transversal X (N)		-10886.8393
Fuerza transversal Z (N)		-12974.4298
Momento flector X (Nm)		-0.0000
Momento flector Z (Nm)		-0.0000

Tipo del elemento de fuerza		<b>Engrane recto</b>
Denominación en el modelo		Engrane recto(0.0)
Posición en el árbol (mm)	[ylocal]	187.0000
Posición en el sistema global (mm)	[yglobal]	187.0000
Diámetro primitivo de funcionamiento (mm)		300.0000
Dentado recto		
Ángulo de engrane de servicio en corte normal (°)		20.0000

Posición del engrane (°)	240.0000
Longitud de la aplicación de la fuerza (mm)	60.0000
Potencia (kW)	1.2500 impulsor (salida)
Momento torsor (Nm)	-2387.3241
Fuerza axial (N)	0.0000
Fuerza transversal X (N)	16679.6055
Fuerza transversal Z (N)	-2941.0645
Momento flector X (Nm)	0.0000
Momento flector Z (Nm)	-0.0000

### Cojinetes

---

Denominación en el modelo	Rodamiento 1
Tipo de cojinete	SKF 7208 ACD/P4A
Tipo de cojinete (de una hilera)	Rodamientos de contacto angular con una hilera de bolas

Posición del cojinete (mm)	[Ylokal]	9.000
Posición del cojinete (mm)	[Yglobal]	9.000
Fijación del anillo exterior		Cojinete fijo colocado a la izquierda
Diámetro interior (mm)	[d]	40.000
Diámetro exterior (mm)	[D]	80.000
Ancho (mm)	[b]	18.000
Radio angular (mm)	[r]	1.100

El ángulo de presión del cojinete se tendrá en cuenta en el cálculo

Posición (punto de intersección de presión)(mm)

23.1000		
Capacidad de carga estática (kN)	[C <sub>0</sub> ]	22.800
Capacidad de carga dinámica (kN)	[C]	31.900
Capacidad de carga fatiga (kN)	[C <sub>U</sub> ]	0.980
Valores para la geometría aproximada:		
Capacidad de carga dinámica (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Capacidad de carga estática (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000
Factor de corrección capacidad de carga dinámica	[f <sub>C</sub> ]	1.000
Factor de corrección capacidad de carga estática	[f <sub>C0</sub> ]	1.000

---

Denominación en el modelo	Rodamiento 2	
Tipo de cojinete	SKF 30208 R	
Tipo de cojinete	Rodamiento de rodillos cónicos (de una hilera) SKF EXPLORER	
Posición del cojinete (mm)	[Ylokal]	232.000
Posición del cojinete (mm)	[Yglobal]	232.000
Fijación del anillo exterior		Cojinete fijo colocado a la derecha
Diámetro interior (mm)	[d]	40.000
Diámetro exterior (mm)	[D]	80.000
Ancho (mm)	[b]	19.750
Radio angular (mm)	[r]	1.500

El ángulo de presión del cojinete se tendrá en cuenta en el cálculo



Posición (punto de intersección de presión)(mm)

225.7810		
Capacidad de carga estática (kN)	[C <sub>0</sub> ]	68.000
Capacidad de carga dinámica (kN)	[C]	75.800
Capacidad de carga fatiga (kN)	[C <sub>u</sub> ]	7.700
Valores para la geometría aproximada:		
Capacidad de carga dinámica (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Capacidad de carga estática (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000
Factor de corrección capacidad de carga dinámica	[f <sub>C</sub> ]	1.000
Factor de corrección capacidad de carga estática	[f <sub>C0</sub> ]	1.000

-----

Árbol 'Árbol 1': Engrane recto 'Engrane recto(0.0)' (y= 187.0000 (mm)) se tendrá en cuenta como componente del árbol.  
 EI (y= 157.0000 (mm)): 92531.1324 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 217.0000 (mm)): 92531.1324 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 187.0000 (mm)): 10.5090 (kg)  
 Jp: 0.0454 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.0258 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.0258 (kg\*m<sup>2</sup>)

-----

Árbol 'Árbol 1': Engrane recto 'Engrane recto(0.0)' (y= 187.0000 (mm)) se tendrá en cuenta como componente del árbol.  
 EI (y= 157.0000 (mm)): 92531.1324 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 217.0000 (mm)): 92531.1324 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 187.0000 (mm)): 10.5090 (kg)  
 Jp: 0.0454 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.0258 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.0258 (kg\*m<sup>2</sup>)

-----

Árbol 'Árbol 1': Engrane recto 'Engrane recto(0.0)' (y= 187.0000 (mm)) se tendrá en cuenta como componente del árbol.  
 EI (y= 157.0000 (mm)): 92531.1324 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 217.0000 (mm)): 92531.1324 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 187.0000 (mm)): 10.5090 (kg)  
 Jp: 0.0454 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.0258 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.0258 (kg\*m<sup>2</sup>)

## **Resultados**

### **Árbol**

Flexión máxima (µm)	2.348
Posición del máximo (mm)	108.000
Gravicentro de masa (mm)	119.201
Suma del esfuerzo axial (N)	0.000
Deformación bajo momento torsor (°)	-0.404

### **Cojinetes**



Probabilidad de fallo	[n]	10.00	%
Juego axial	[u <sub>A</sub> ]	10.00	μm
Lubricante	Aceite: ISO-VG 46		
Temperatura de servicio - lubricante	[T <sub>B</sub> ]	20.00	°C

Rodamientos clásicos (considerar el ángulo de presión)

#### Árbol 'Árbol 1' Rodamientos 'Rodamiento 1'

Posición (coordinada Y)	[y]	9.00	mm
carga equivalente dinámica	[P]	0.88	kN
Esfuerzo equivalente	[P <sub>0</sub> ]	0.88	kN
Factor de probabilidad de fallo	[a <sub>1</sub> ]	1.000	
Vida nominal rodamiento	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Viscosidad operacional	[v]	135.52	mm <sup>2</sup> /s
Factor de seguridad estático	[S <sub>0</sub> ]	25.92	
Fuerza de reacción del cojinete	[F <sub>x</sub> ]	-0.880	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[F <sub>y</sub> ]	0.505	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[F <sub>z</sub> ]	0.000	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[F <sub>r</sub> ]	0.880	kN (180°)
Par de reacción de cojinete	[M <sub>x</sub> ]	0.00	Nm
Par de reacción de cojinete	[M <sub>y</sub> ]	0.00	Nm
Par de reacción de cojinete	[M <sub>z</sub> ]	12.40	Nm
Par de reacción de cojinete	[M <sub>r</sub> ]	12.40	Nm (90°)
Nivel de aceite	[H]	0.000	mm
Momento de fricción de rodadura	[M <sub>rr</sub> ]	0.005	Nm
Momento de fricción por resbalamiento	[M <sub>sl</sub> ]	0.063	Nm
Momento de fricción de juntas	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Momento de fricción de juntas determinado según el catálogo principal 10000/1 EN:2013			
Momento de fricción de pérdidas de flujo[M <sub>drag</sub> ]		0.000	Nm
Momento de rozamiento	[M <sub>loss</sub> ]	0.067	Nm
Potencia disipada	[P <sub>loss</sub> ]	0.035	W

El momento de fricción se calcula con datos del catálogo SKF 2013.

Siempre se calcula con un coeficiente para aditivos en el lubricante μbl=0.15.

Desplazamiento de cojinete	[u <sub>x</sub> ]	0.000	μm
Desplazamiento de cojinete	[u <sub>y</sub> ]	10.191	μm
Desplazamiento de cojinete	[u <sub>z</sub> ]	-0.000	μm
Desplazamiento de cojinete	[u <sub>r</sub> ]	0.000	μm
Inclinación de cojinete	[r <sub>x</sub> ]	0.000	mrad (0')
Inclinación de cojinete	[r <sub>y</sub> ]	0.000	mrad (0')
Inclinación de cojinete	[r <sub>z</sub> ]	-0.026	mrad (-0.09')
Inclinación de cojinete	[r <sub>r</sub> ]	0.026	mrad (0.09')

#### Árbol 'Árbol 1' Rodamientos 'Rodamiento 2'

Posición (coordinada Y)	[y]	232.00	mm
carga equivalente dinámica	[P]	0.99	kN
Esfuerzo equivalente	[P <sub>0</sub> ]	0.68	kN
Factor de probabilidad de fallo	[a <sub>1</sub> ]	1.000	
Vida nominal rodamiento	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Viscosidad operacional	[v]	135.52	mm <sup>2</sup> /s
Factor de seguridad estático	[S <sub>0</sub> ]	100.53	
Fuerza de reacción del cojinete	[F <sub>x</sub> ]	-0.443	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[F <sub>y</sub> ]	-0.505	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[F <sub>z</sub> ]	0.000	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[F <sub>r</sub> ]	0.443	kN (180°)
Par de reacción de cojinete	[M <sub>x</sub> ]	-0.00	Nm

Par de reacción de cojinete	[My]	0.00	Nm
Par de reacción de cojinete	[Mz]	-2.76	Nm
Par de reacción de cojinete	[Mr]	2.76	Nm (-90°)
Nivel de aceite	[H]	0.000	mm
Momento de fricción de rodadura	[M <sub>rr</sub> ]	0.035	Nm
Momento de fricción por resbalamiento	[M <sub>s</sub> ]	0.253	Nm
Momento de fricción de juntas	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Momento de fricción de juntas determinado según el catálogo principal 10000/1 EN:2013			
Momento de fricción de pérdidas de flujo	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Momento de rozamiento	[M <sub>loss</sub> ]	0.287	Nm
Potencia disipada	[P <sub>loss</sub> ]	0.150	W

El momento de fricción se calcula con datos del catálogo SKF 2013.

Siempre se calcula con un coeficiente para aditivos en el lubricante  $\mu_{bl}=0.15$ .

Desplazamiento de cojinete	[u <sub>x</sub> ]	0.000	μm
Desplazamiento de cojinete	[u <sub>y</sub> ]	10.000	μm
Desplazamiento de cojinete	[u <sub>z</sub> ]	-0.000	μm
Desplazamiento de cojinete	[u <sub>r</sub> ]	0.000	μm
Inclinación de cojinete	[r <sub>x</sub> ]	-0.000	mrad (0')
Inclinación de cojinete	[r <sub>y</sub> ]	-7.060	mrad (-24.27')
Inclinación de cojinete	[r <sub>z</sub> ]	0.022	mrad (0.07')
Inclinación de cojinete	[r <sub>r</sub> ]	0.022	mrad (0.07')

Daños (%) [Lreq] ( 4000.000)

Caso de carga	B1	B2
1	0.40	0.40

Σ 0.40 0.40

Utilización (%) [Lreq] ( 4000.000)

B1	B2
15.87	19.08

Nota: Utilización = (Lreq/Lh)<sup>(1/k)</sup>

Rodamiento de bolas: k = 3, rodamiento de rodillos: k = 10/3

B1: Rodamiento 1

B2: Rodamiento 2

### Árbol'

#### Árbol 1', Dokumentationspunkt 1

Posición y (mm)	[y]	9.00
Tensión de referencia (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>v</sub> ]	0.00
Tensión equivalente (Tresca) (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>v</sub> ]	0.00
Esfuerzo flector (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>b</sub> ]	0.00
Tensión normal (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>zd</sub> ]	0.00
Tensión de cizallamiento (torsión) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>T</sub> ]	0.00
Tensión de cizallamiento (fuerza transversal) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>Q</sub> ]	0.00

	X	Y	Z	R
Desplazamiento (mm)	0.0000	0.0102	-0.0000	0.0000
Rotación (mrueda)	0.0000	0.0000	-0.0260	0.0260
Fuerza (kN)	0.0000	0.0001	-0.0000	0.0000
Momento (Nm)	-0.0000	0.0000	0.0036	0.0000

**Árbol '**

**Árbol 1', Dokumentationspunkt 2**

Posición y (mm)	[y]				18.00
Tensión de referencia (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]				1.96
Tensión equivalente (Tresca) (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]				1.89
Esfuerzo flector (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>b</sub> ]				0.71
Tensión normal (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>zd</sub> ]				-0.40
Tensión de cizallamiento (torsión) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>T</sub> ]				0.00
Tensión de cizallamiento (fuerza transversal) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>Q</sub> ]				0.93
	X	Y	Z	R	
Desplazamiento (mm)	0.0003	0.0102	0.0000	0.0003	
Rotación (mrueda)	0.0000	0.0000	-0.0289	0.0289	
Fuerza (kN)	0.8796	-0.5054	-0.0000	0.8796	
Momento (Nm)	-0.0000	0.0000	-4.4821	0.0000	

**Árbol '**

**Árbol 1', Dokumentationspunkt 3**

Posición y (mm)	[y]				40.00
Tensión de referencia (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]				1.14
Tensión equivalente (Tresca) (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]				0.98
Esfuerzo flector (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>b</sub> ]				0.70
Tensión normal (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>zd</sub> ]				-0.18
Tensión de cizallamiento (torsión) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>T</sub> ]				0.00
Tensión de cizallamiento (fuerza transversal) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>Q</sub> ]				0.41
	X	Y	Z	R	
Desplazamiento (mm)	0.0011	0.0102	0.0000	0.0011	
Rotación (mrueda)	0.0000	0.0000	-0.0280	0.0280	
Fuerza (kN)	0.8796	-0.5054	-0.0000	0.8796	
Momento (Nm)	-0.0000	0.0000	14.8687	0.0000	

**Árbol '**

**Árbol 1', Dokumentationspunkt 4**

Posición y (mm)	[y]				91.00
Tensión de referencia (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]				200.85
Tensión equivalente (Tresca) (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]				231.91
Esfuerzo flector (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>b</sub> ]				2.77
Tensión normal (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>zd</sub> ]				-0.22
Tensión de cizallamiento (torsión) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>T</sub> ]				115.82
Tensión de cizallamiento (fuerza transversal) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>Q</sub> ]				0.13
	X	Y	Z	R	
Desplazamiento (mm)	0.0023	0.0101	0.0000	0.0023	
Rotación (mrueda)	0.0000	-1.3806	-0.0092	0.0092	
Fuerza (kN)	0.2182	-0.5054	-0.0000	0.2182	
Momento (Nm)	-0.0000	-3580.9862	42.8625	3580.9862	

**Árbol '**

**Árbol 1', Dokumentationspunkt 5**

Posición y (mm)	[y]	142.00		
Tensión de referencia (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]	401.67		
Tensión equivalente (Tresca) (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]	463.81		
Esfuerzo flector (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>b</sub> ]	2.40		
Tensión normal (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>zd</sub> ]	-0.22		
Tensión de cizallamiento (torsión) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>T</sub> ]	231.64		
Tensión de cizallamiento (fuerza transversal) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>Q</sub> ]	0.26		
	X	Y	Z	R
Desplazamiento (mm)	0.0020	0.0100	0.0000	0.0020
Rotación (mrueda)	-0.0000	-5.5225	0.0162	0.0162
Fuerza (kN)	-0.4431	-0.5054	-0.0000	0.4431
Momento (Nm)	-0.0000	-7161.9724	37.1269	7161.9724

#### Árbol'

##### Árbol 1', Dokumentationspunkt 6

Posición y (mm)	[y]	187.00		
Tensión de referencia (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]	190.30		
Tensión equivalente (Tresca) (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]	219.74		
Esfuerzo flector (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>b</sub> ]	1.05		
Tensión normal (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>zd</sub> ]	-0.21		
Tensión de cizallamiento (torsión) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>T</sub> ]	109.62		
Tensión de cizallamiento (fuerza transversal) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>Q</sub> ]	0.25		
	X	Y	Z	R
Desplazamiento (mm)	0.0010	0.0100	0.0000	0.0010
Rotación (mrueda)	-0.0000	-7.0527	0.0217	0.0217
Fuerza (kN)	-0.4431	-0.5054	-0.0000	0.4431
Momento (Nm)	0.0000	-3580.9862	17.1855	3580.9862

#### Árbol'

##### Árbol 1', Dokumentationspunkt 7

Posición y (mm)	[y]	217.00		
Tensión de referencia (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]	0.62		
Tensión equivalente (Tresca) (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]	0.50		
Esfuerzo flector (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>b</sub> ]	0.24		
Tensión normal (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>zd</sub> ]	-0.21		
Tensión de cizallamiento (torsión) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>T</sub> ]	0.00		
Tensión de cizallamiento (fuerza transversal) (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>Q</sub> ]	0.25		
	X	Y	Z	R
Desplazamiento (mm)	0.0004	0.0100	0.0000	0.0004
Rotación (mrueda)	-0.0000	-7.0597	0.0217	0.0217
Fuerza (kN)	-0.4431	-0.5054	0.0000	0.4431
Momento (Nm)	0.0000	0.0000	3.8912	0.0000

#### Árbol'

##### Árbol 1', Dokumentationspunkt 8

Posición y (mm)	[y]	232.00		
Tensión de referencia (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>V</sub> ]	1.17		

Tensión equivalente (Tresca) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_V$ ]	0.94
Esfuerzo flector (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_b$ ]	0.44
Tensión normal (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{zd}$ ]	-0.40
Tensión de cizallamiento (torsión) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\tau_T$ ]	0.00
Tensión de cizallamiento (fuerza transversal) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\tau_Q$ ]	0.47

	X	Y	Z	R
Desplazamiento (mm)	0.0000	0.0100	-0.0000	0.0000
Rotación (mrueda)	-0.0000	-7.0597	0.0216	0.0216
Fuerza (kN)	-0.4431	-0.5054	0.0000	0.4431
Momento (Nm)	-0.0000	-0.0000	-2.7559	0.0000

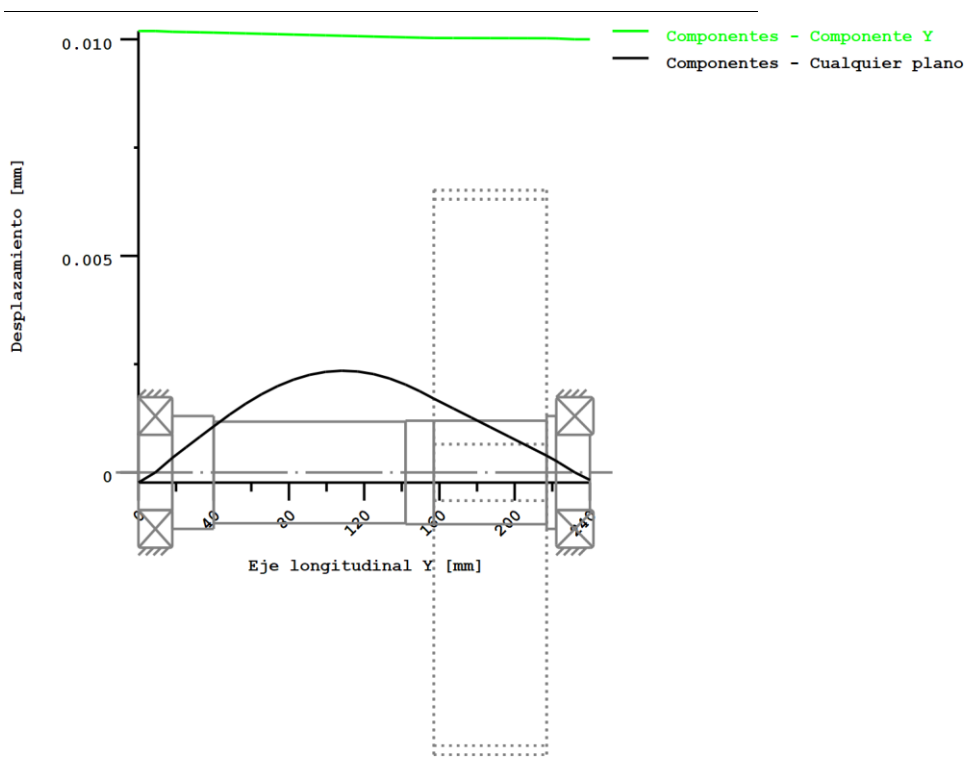
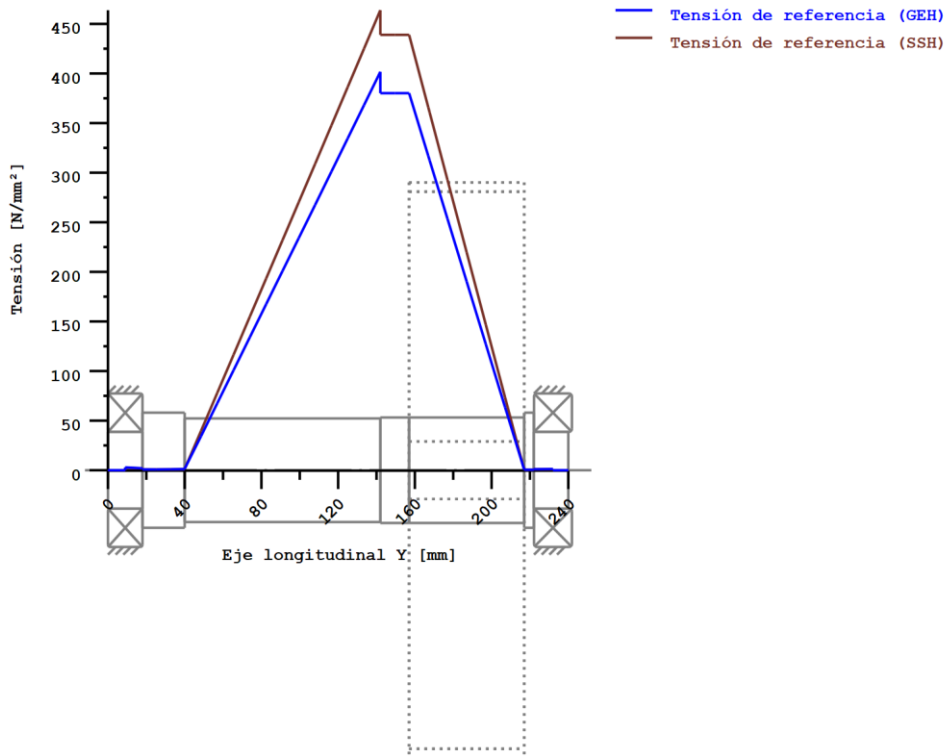


Figura: Deformación (líneas de flexión, etc.) (Cualquier plano 3.200853424e-013 121)



Tensiones nominales, sin tener en cuenta las concentraciones de tensión

GEH(von Mises):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

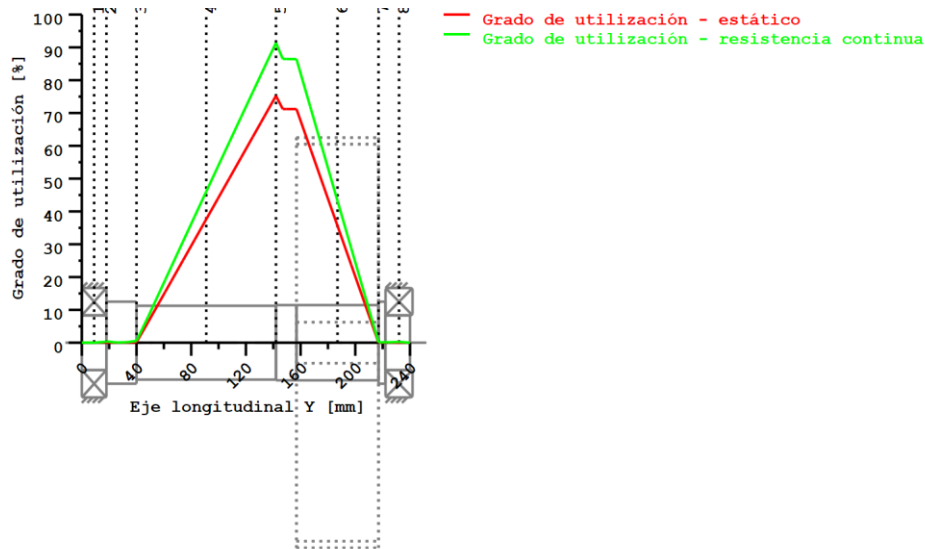
SSH(Tresca):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figura: Tensión de referencia



2	0.058	0.398
3	0.139	0.545
4	37.617	46.055
5	75.230	91.397
6	35.600	43.232
7	0.010	0.117
8	0.010	0.235
Utilización máxima (%)	[A]	91.397





Utilización =  $S_{min}/S$  (%)

Figura: Resistencia

### Detalles del cálculo

#### Datos generales

Denominación	Árbol 1	
Plano		
Longitud (mm)	[l]	240.00
Velocidad (1/min)	[n]	5.00

Material	17NiCrMo6-4
Tipo de material	Acero de cementación
Tratamiento del material	templado por cementación
Tratamiento de superficie	Ninguno

	Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Factor de carga cálculo estático	1.000	1.000	1.000	1.000
Factor de carga resistencia a la fatiga	1.208	1.208	1.208	1.208

Resistencia a la rotura probeta (D= 16.00 mm) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm d= 16.00]	1200.00
Límite elástico probeta (D= 16.00 mm) (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp d= 16.00]	850.00
[σdW] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		480.00
[σbW] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		600.00
[τtW] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		360.00

Espesor del material en bruto (mm) [dWerkst] 65.00  
 Datos del material ( $\sigma_{Beff}$ ,  $\sigma_{Seff}$ ) según las normas de los materiales  
 Resistencia a cargas variables, sin considerar K1(d)  
 Factor de tamaño geométrico K1d, calculado con diámetro del eje D  
 Propiedades de resistencia mecánica del material, determinadas por el diámetro del árbol  
 (Condición: tratamiento térmico del árbol predesbastado en el torno)

Nota: Los valores de los materiales siguientes sólo son válidos para la primera sección;  
 las otras son determinadas según el 'diámetro para el factor de tamaño'  
 correspondiente..

[ $\sigma_{Beff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	1000.00
[ $\sigma_{Seff}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	745.00
[ $\sigma_bF$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	745.00
[ $\tau_tF$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	430.13
[ $\sigma_{BRand}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	2180.00
[ $\sigma_{zdW}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	480.00
[ $\sigma_bW$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	600.00
[ $\tau_tW$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	360.00

Resistencia a la fatiga con carga única

Cálculo para el caso de utilización 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )

#### Corte transversal '1' Ajuste forzado

Comentario

Posición (Coordenada Y) (mm)	[y]	9.000
Diámetro exterior (mm)	[da]	40.000
Diámetro interior (mm)	[di]	0.000
Diámetro para el cálculo del factor de tamaño (mm)	[deff]	40.000
Efecto de entalle	Ajuste forzado	
Característica:	Encaje a presión, fuerte	
Rugosidad media ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	8.000

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Esfuerzo: (N) (Nm)					
Valor medio	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.1	0.0	0.0	0.0
Desviación (Amplitud)	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	0.0	0.0	0.0
Valor máximo [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]		0.1	0.0	0.0	0.0
Sección, momentos de resistencia: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt, A]		1256.6	6283.2	12566.4	1256.6
Tensiones: (N/mm <sup>2</sup> )					
[ $\sigma_{zdm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.000	0.000	0.000
[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.001	0.000	0.000
[ $\sigma_{zdmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	0.001	0.000	0.000
Influencia tecnológica del tamaño	[K1( $\sigma_B$ )]	1.000			
	[K1( $\sigma_S$ )]	1.000			

Tracción/Compresión Flexión Torsión

Coefficiente de efecto de entalle	[β(dB)]	2.700	2.700	1.800	
[dB] (mm) = 40.0					
Influencia de las dimensiones geométricas					
	[K3(d)]	0.952	0.952	0.971	
Influencia de las dimensiones geométricas					
	[K3(dB)]	0.952	0.952	0.971	
Coefficiente de efecto de entalle	[β]	2.700	2.700	1.800	
Influencia de las dimensiones geométricas					
	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888	
Factor, influencia de la rugosidad de la superficie	[KF]		1.000	1.000	1.000
Según la Norma, el factor de rugosidad está incluido en el coeficiente de efecto de entalle					
Factor de compactación de la superficie					
	[KV]	1.200	1.200	1.200	
Factor, global de influencia	[K]	2.250	2.533	1.689	
Factor de seguridad existente para la verificación de la resistencia a la fatiga:					
Esfuerzo mediano comparativo (N/mm <sup>2</sup> )	[σmV]		0.000		
Esfuerzo mediano comparativo (N/mm <sup>2</sup> )	[τmV]		0.000		
Límite de fatiga de un componente sometido a cambios de carga (N/mm <sup>2</sup> )					
	[σWK]	213.333	236.865	213.178	
Factor de influencia de la sensib. al esfuerzo medio.					
	[ψσK]	0.119	0.134	0.119	
Amplitud admisible (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	211.559	234.651	212.152	
Seguridad contra fatiga	[S]		9999.990		
Seguridad nominal contra fatiga	[Smin]		1.200		
Resultado (%)	[S/Smin]		1000000.0		
Factor de seguridad existente					
para verificar si se ha sobrepasado el límite aparente de elasticidad:					
Factor sensibilidad de entalladura estático					
	[K2F]	1.000	1.000	1.000	
Factor de crecimiento	[γF]	1.000	1.000	1.000	
Límite aparente de elasticidad de un componente (N/mm <sup>2</sup> )					
	[σFK]	745.000	745.000	430.126	
Seguridad, límite aparente de elasticidad					
	[S]		9999.990		
Seguridad nominal	[Smin]		1.200		
Resultado (%)	[S/Smin]		1000000.0		
Factor de seguridad existente					
para comprobar la posibilidad de evitar fisuras en capas marginales duras:					
Seguridad fisura	[S]		9999.990		
Seguridad nominal	[Smin]		1.200		
Resultado (%)	[S/Smin]		833332.5		

#### **Corte transversal '2' Escalón de árbol**

Comentario

Posición (Coordenada Y) (mm)	[y]	18.000
Diámetro exterior (mm)	[da]	40.000
Diámetro interior (mm)	[di]	0.000
Diámetro para el cálculo del factor de tamaño (mm)		

		[deff]	60.000		
		Escalón de árbol			
[D, r, t] (mm)	60.000	0.800	10.000		
Rugosidad media ( $\mu\text{m}$ )		[Rz]	8.000		
		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Esfuerzo: (N) (Nm)					
Valor medio					
[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]		-610.4	0.0	0.0	0.0
Desviación (Amplitud) [Fzda, Mba, Ta, Fqa]		0.0	5.4	0.0	1062.3
Valor máximo [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]		-505.4	4.5	0.0	879.6
Sección, momentos de resistencia: ( $\text{mm}^2$ )					
[A, Wb, Wt, A]		1256.6	6283.2	12566.4	1256.6
Tensiones: ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )					
[ $\sigma_{\text{zdm}}$ , $\sigma_{\text{bm}}$ , $\tau_{\text{m}}$ , $\tau_{\text{qm}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		-0.486	0.000	0.000	0.000
[ $\sigma_{\text{zda}}$ , $\sigma_{\text{ba}}$ , $\tau_{\text{a}}$ , $\tau_{\text{qa}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		0.000	0.862	0.000	1.127
[ $\sigma_{\text{zdmax}}$ , $\sigma_{\text{bmax}}$ , $\tau_{\text{max}}$ , $\tau_{\text{qmax}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		-0.402	0.713	0.000	0.933
Influencia tecnológica del tamaño					
	[K1( $\sigma\text{B}$ )]	1.000			
	[K1( $\sigma\text{S}$ )]	1.000			
		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	
Factor de forma	[a]	3.230	2.824	1.954	
Pendiente relativa del esfuerzo	[G']	2.875	2.875	1.437	
Factor sensibilidad de entalladura	[n]	1.338	1.338	1.239	
Coeficiente de efecto de entalle	[ $\beta$ ]	2.414	2.110	1.577	
Influencia de las dimensiones geométricas					
	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888	
Factor, influencia de la rugosidad de la superficie	[KF]		0.870	0.870	0.925
Factor de compactación de la superficie	[KV]	1.000	1.000	1.000	
Factor, global de influencia	[K]	2.563	2.525	1.856	
Factor de seguridad existente para la verificación de la resistencia a la fatiga:					
Esfuerzo mediano comparativo ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\sigma_{\text{mV}}$ ]		-0.486		
Esfuerzo mediano comparativo ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\tau_{\text{mV}}$ ]		0.000		
Límite de fatiga de un componente sometido a cambios de carga ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )					
	[ $\sigma_{\text{WK}}$ ]	187.288	237.654	193.964	
Factor de influencia de la sensib. al esfuerzo medio.					
	[ $\psi\sigma_{\text{K}}$ ]	0.116	0.152	0.121	
Amplitud admisible ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\sigma_{\text{ADK}}$ ]	-3.380	259.947	193.964	
Seguridad contra fatiga	[S]		301.737		
Seguridad nominal contra fatiga	[Smin]		1.200		
Resultado (%)	[S/Smin]		25144.8		
Factor de seguridad existente para verificar si se ha sobrepasado el límite aparente de elasticidad:					
Factor sensibilidad de entalladura estático					
	[K2F]	1.000	1.000	1.000	
Factor de crecimiento	[ $\gamma\text{F}$ ]	1.000	1.000	1.000	
Límite aparente de elasticidad de un componente ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )					

	[ $\sigma_{FK}$ ]	640.000	640.000	369.504
Seguridad, límite aparente de elasticidad	[S]		2056.796	
Seguridad nominal	[Smin]		1.200	
Resultado (%)	[S/Smin]		171399.7	

Factor de seguridad existente

para comprobar la posibilidad de evitar fisuras en capas marginales duras:

Seguridad fisura	[S]		3047.937
Seguridad nominal	[Smin]		1.200
Resultado (%)	[S/Smin]		253994.7

### Corte transversal '3' Escalón de árbol

Comentario

Posición (Coordenada Y) (mm)	[y]		40.000
Diámetro exterior (mm)	[da]		54.000
Diámetro interior (mm)	[di]		0.000
Diámetro para el cálculo del factor de tamaño (mm)	[deff]		60.000
Efecto de entalle			Escalón de árbol
[D, r, t] (mm)		60.000	0.800
Rugosidad media ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Esfuerzo: (N) (Nm)					
Valor medio	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-610.4	0.0	0.0	0.0
Desviación (Amplitud)	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	18.0	0.0	1062.3
Valor máximo [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]		-505.4	14.9	0.0	879.6
Sección, momentos de resistencia: ( $\text{mm}^2$ )	[A, Wb, Wt, A]	2290.2	15459.0	30918.0	2290.2

Tensiones: ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

[ $\sigma_{dm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		-0.267	0.000	0.000	0.000
[ $\sigma_{da}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		0.000	1.162	0.000	0.618
[ $\sigma_{dmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		-0.221	0.962	0.000	0.512

Influencia tecnológica del tamaño	[K1( $\sigma_B$ )]	1.000
	[K1( $\sigma_S$ )]	1.000

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión
Factor de forma	[a]	2.906	2.688	1.799
Pendiente relativa del esfuerzo	[G']	3.170	3.170	1.437
Factor sensibilidad de entalladura	[n]	1.355	1.355	1.239
Coeficiente de efecto de entalle	[ $\beta$ ]	2.144	1.983	1.451
Influencia de las dimensiones geométricas	[K2(d)]	1.000	0.868	0.868
Factor, influencia de la rugosidad de la superficie	[KF]		0.870	0.870
Factor de compactación de la superficie	[KV]	1.000	1.000	1.000

Factor, global de influencia	[K]	2.293	2.434	1.752
------------------------------	-----	-------	-------	-------

Factor de seguridad existente para la verificación de la resistencia a la fatiga:

Esfuerzo mediano comparativo (N/mm <sup>2</sup> )	[σmV]	-0.267
Esfuerzo mediano comparativo (N/mm <sup>2</sup> )	[τmV]	0.000

Límite de fatiga de un componente sometido a cambios de carga (N/mm <sup>2</sup> )	[σWK]	209.298	246.541	205.424
--	-------	---------	---------	---------

Factor de influencia de la sensib. al esfuerzo medio.	[ψσK]	0.132	0.159	0.129
Amplitud admisible (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	-6.144	255.858	205.424
Seguridad contra fatiga	[S]	220.267		
Seguridad nominal contra fatiga	[Smin]	1.200		
Resultado (%)	[S/Smin]	18355.6		

Factor de seguridad existente  
para verificar si se ha sobrepasado el límite aparente de elasticidad:

Factor sensibilidad de entalladura estático	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Factor de crecimiento	[γF]	1.000	1.000	1.000
Límite aparente de elasticidad de un componente (N/mm <sup>2</sup> )	[σFK]	640.000	640.000	369.504
Seguridad, límite aparente de elasticidad	[S]	863.535		
Seguridad nominal	[Smin]	1.200		
Resultado (%)	[S/Smin]	71961.3		

Factor de seguridad existente  
para comprobar la posibilidad de evitar fisuras en capas marginales duras:

Seguridad fisura	[S]	1121.320
Seguridad nominal	[Smin]	1.200
Resultado (%)	[S/Smin]	93443.3

#### **Corte transversal '4' Chaveta paralela**

Comentario

Posición (Coordenada Y) (mm)	[y]	91.000
Diámetro exterior (mm)	[da]	54.000
Diámetro interior (mm)	[di]	0.000
Diámetro para el cálculo del factor de tamaño (mm)	[deff]	54.000
Efecto de entalle	Chaveta paralela	
Número de chavetas	[n]	1
Ranura trabajada con fresa de punta		
Norma: DIN 6885.1:1968 Estándar		
[b, t] (mm)	16.000 6.100	
Rugosidad media (μm)	[Rz]	8.000

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Esfuerzo: (N) (Nm)					
Valor medio	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-610.4	0.0	4324.8	0.0
Desviación (Amplitud)	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	51.8	0.0	263.5
Valor máximo	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-505.4	42.9	3581.0	218.2

Sección, momentos de resistencia: (mm<sup>2</sup>)

[A, Wb, Wt, A] 2290.2 15459.0 30918.0 2290.2

Tensiones: (N/mm<sup>2</sup>)

[σ<sub>zdm</sub>, σ<sub>bm</sub>, τ<sub>m</sub>, τ<sub>qm</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) -0.267 0.000 139.878 0.000

[σ<sub>zda</sub>, σ<sub>ba</sub>, τ<sub>a</sub>, τ<sub>qa</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) 0.000 3.349 0.000 0.153

[σ<sub>zdm</sub><sub>max</sub>, σ<sub>bm</sub><sub>max</sub>, τ<sub>m</sub><sub>max</sub>, τ<sub>qm</sub><sub>max</sub>] (N/mm<sup>2</sup>) -0.221 2.773 115.822 0.127

Influencia tecnológica del tamaño [K1(σB)] 1.000

[K1(σS)] 1.000

Tracción/Compresión Flexión Torsión

Coefficiente de efecto de entalle [β(dB)] 2.900 2.900 1.800

[dB] (mm) = 40.0

Influencia de las dimensiones geométricas

[K3(d)] 0.939 0.939 0.966

Influencia de las dimensiones geométricas

[K3(dB)] 0.948 0.948 0.971

Coefficiente de efecto de entalle [β]

2.929 2.929 1.810

Influencia de las dimensiones geométricas

[K2(d)] 1.000 0.868 0.868

Factor, influencia de la rugosidad de la superficie [KF] 1.000 1.000 1.000

Según la Norma, el factor de rugosidad está incluido en el coeficiente de efecto de entalle

Factor de compactación de la superficie

[KV] 1.000 1.000 1.000

Factor, global de influencia [K] 2.929 3.373 2.084

Factor de seguridad existente para la verificación de la resistencia a la fatiga:

Esfuerzo mediano comparativo (N/mm<sup>2</sup>) [σ<sub>mV</sub>] 242.276

Esfuerzo mediano comparativo (N/mm<sup>2</sup>) [τ<sub>mV</sub>] 139.878

Límite de fatiga de un componente sometido a cambios de carga (N/mm<sup>2</sup>)

[σ<sub>WK</sub>] 163.900 177.874 172.727

Factor de influencia de la sensib. al esfuerzo medio.

[ψσK] 0.100 0.110 0.106

Amplitud admisible (N/mm<sup>2</sup>) [σ<sub>ADK</sub>] 0.003 8.725 0.003

Seguridad contra fatiga [S] 2.606

Seguridad nominal contra fatiga [S<sub>min</sub>] 1.200

Resultado (%) [S/S<sub>min</sub>] 217.1

Factor de seguridad existente

para verificar si se ha sobrepasado el límite aparente de elasticidad:

Factor sensibilidad de entalladura estático

[K2F] 1.000 1.000 1.000

Factor de crecimiento [γF] 1.000 1.000 1.000

Límite aparente de elasticidad de un componente (N/mm<sup>2</sup>)

[σ<sub>FK</sub>] 640.000 640.000 369.504

Seguridad, límite aparente de elasticidad

[S] 3.190

Seguridad nominal [S<sub>min</sub>] 1.200

Resultado (%) [S/S<sub>min</sub>] 265.8

Factor de seguridad existente

para comprobar la posibilidad de evitar fisuras en capas marginales duras:

Seguridad fisura	[S]	10.218
Seguridad nominal	[Smin]	1.200
Resultado (%)	[S/Smin]	851.5

#### Corte transversal '5' Escalón de árbol

Comentario

Posición (Coordenada Y) (mm)	[y]	142.000
Diámetro exterior (mm)	[da]	54.000
Diámetro interior (mm)	[di]	0.000
Diámetro para el cálculo del factor de tamaño (mm)	[deff]	55.000
Efecto de entalle		Escalón de árbol
[D, r, t] (mm)	55.000 3.000 0.500	
Rugosidad media ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	8.000

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Esfuerzo: (N) (Nm)					
Valor medio	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-610.4	0.0	8649.5	0.0
Desviación (Amplitud)	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	44.8	0.0	535.2
Valor máximo [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]		-505.4	37.1	7162.0	443.1
Sección, momentos de resistencia: ( $\text{mm}^2$ )	[A, Wb, Wt, A]	2290.2	15459.0	30918.0	2290.2
Tensiones: ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )					
[ $\sigma_{\text{zdm}}$ , $\sigma_{\text{bm}}$ , $\tau_{\text{m}}$ , $\tau_{\text{qm}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		-0.267	0.000	279.757	0.000
[ $\sigma_{\text{zda}}$ , $\sigma_{\text{ba}}$ , $\tau_{\text{a}}$ , $\tau_{\text{qa}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		0.000	2.900	0.000	0.312
[ $\sigma_{\text{zdmax}}$ , $\sigma_{\text{bmax}}$ , $\tau_{\text{max}}$ , $\tau_{\text{qmax}}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )		-0.221	2.402	231.644	0.258
Influencia tecnológica del tamaño	[K1( $\sigma_{\text{B}}$ )]	1.000			
	[K1( $\sigma_{\text{S}}$ )]	1.000			

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión
Factor de forma	[a]	1.488	1.146	1.131
Pendiente relativa del esfuerzo	[G']	0.978	0.978	0.383
Factor sensibilidad de entalladura	[n]	1.197	1.146	1.124
Coeficiente de efecto de entalle	[ $\beta$ ]	1.243	1.000	1.007
Influencia de las dimensiones geométricas	[K2(d)]	1.000	0.868	0.868
Factor, influencia de la rugosidad de la superficie	[KF]	0.870	0.870	0.925
Definición por usuario de				
Factor de compactación de la superficie	[KV]	1.000	1.033	1.033
Factor, global de influencia	[K]	1.392	1.259	1.200

Factor de seguridad existente para la verificación de la resistencia a la fatiga:

Esfuerzo mediano comparativo ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\sigma_{\text{mV}}$ ]	484.553
Esfuerzo mediano comparativo ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\tau_{\text{mV}}$ ]	279.757



Límite de fatiga de un componente sometido a cambios de carga (N/mm <sup>2</sup> )				
	[σWK]	344.853	476.581	300.000
Factor de influencia de la sensib. al esfuerzo medio.				
	[ψσK]	0.237	0.360	0.200
Amplitud admisible (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	0.001	3.808	0.001
Seguridad contra fatiga	[S]		1.313	
Seguridad nominal contra fatiga	[Smin]		1.200	
Resultado (%)	[S/Smin]		109.4	

Factor de seguridad existente  
para verificar si se ha sobrepasado el límite aparente de elasticidad:

Factor sensibilidad de entalladura estático	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Factor de crecimiento	[γF]	1.000	1.000	1.000
Límite aparente de elasticidad de un componente (N/mm <sup>2</sup> )				
	[σFK]	640.000	640.000	369.504
Seguridad, límite aparente de elasticidad				
	[S]		1.595	
Seguridad nominal	[Smin]		1.200	
Resultado (%)	[S/Smin]		132.9	

Factor de seguridad existente  
para comprobar la posibilidad de evitar fisuras en capas marginales duras:

Seguridad fisura	[S]		8.283	
Seguridad nominal	[Smin]		1.200	
Resultado (%)	[S/Smin]		690.3	

#### **Corte transversal '6' Chaveta paralela**

Comentario

Posición (Coordenada Y) (mm)	[y]		187.000	
Diámetro exterior (mm)	[da]		55.000	
Diámetro interior (mm)	[di]		0.000	
Diámetro para el cálculo del factor de tamaño (mm)				
	[deff]		55.000	
Efecto de entalle				Chaveta paralela
Número de chavetas	[n]			1
Ranura trabajada con fresa de punta				
Norma:		DIN 6885.1:1968 Estándar		
[b, t] (mm)		16.000	6.100	
Rugosidad media (μm)	[Rz]		8.000	

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Esfuerzo: (N) (Nm)					
Valor medio	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-610.4	0.0	4324.8	0.0
Desviación (Amplitud)	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	20.8	0.0	535.2
Valor máximo [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]		-505.4	17.2	3581.0	443.1
Sección, momentos de resistencia: (mm <sup>2</sup> )					
[A, Wb, Wt, A]		2375.8	16333.8	32667.7	2375.8
Tensiones: (N/mm <sup>2</sup> )					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )		-0.257	0.000	132.387	0.000

[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		0.000	1.271	0.000	0.300
[ $\sigma_{zmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		-0.213	1.052	109.619	0.249
Influencia tecnológica del tamaño	[K1( $\sigma_B$ )] [K1( $\sigma_S$ )]	1.000			
			Tracción/Compresión	Flexión	Torsión
Coefficiente de efecto de entalle [dB] (mm) = 40.0	[ $\beta$ (dB)]	2.900	2.900	1.800	
Influencia de las dimensiones geométricas	[K3(d)]	0.938	0.938	0.966	
Influencia de las dimensiones geométricas	[K3(dB)]	0.948	0.948	0.971	
Coefficiente de efecto de entalle	[ $\beta$ ]	2.930	2.930	1.810	
Influencia de las dimensiones geométricas	[K2(d)]	1.000	0.867	0.867	
Factor, influencia de la rugosidad de la superficie	[KF]		1.000	1.000	1.000
Según la Norma, el factor de rugosidad está incluido en el coeficiente de efecto de entalle					
Factor de compactación de la superficie	[KV]	1.000	1.000	1.000	
Factor, global de influencia	[K]	2.930	3.380	2.088	
Factor de seguridad existente para la verificación de la resistencia a la fatiga:					
Esfuerzo mediano comparativo (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_mV$ ]		229.300		
Esfuerzo mediano comparativo (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\tau_mV$ ]		132.386		
Límite de fatiga de un componente sometido a cambios de carga (N/mm <sup>2</sup> )					
	[ $\sigma_{WK}$ ]	163.801	177.516	172.428	
Factor de influencia de la sensib. al esfuerzo medio.					
	[ $\psi\sigma_K$ ]	0.100	0.109	0.106	
Amplitud admisible (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{ADK}$ ]	0.003	3.527	0.003	
Seguridad contra fatiga	[S]		2.776		
Seguridad nominal contra fatiga	[S <sub>min</sub> ]		1.200		
Resultado (%)	[S/S <sub>min</sub> ]		231.3		
Factor de seguridad existente para verificar si se ha sobrepasado el límite aparente de elasticidad:					
Factor sensibilidad de entalladura estático					
	[K2F]	1.000	1.000	1.000	
Factor de crecimiento	[ $\gamma_F$ ]	1.000	1.000	1.000	
Límite aparente de elasticidad de un componente (N/mm <sup>2</sup> )					
	[ $\sigma_{FK}$ ]	640.000	640.000	369.504	
Seguridad, límite aparente de elasticidad					
	[S]		3.371		
Seguridad nominal	[S <sub>min</sub> ]		1.200		
Resultado (%)	[S/S <sub>min</sub> ]		280.9		
Factor de seguridad existente para comprobar la posibilidad de evitar fisuras en capas marginales duras:					
Seguridad fisura	[S]		10.919		
Seguridad nominal	[S <sub>min</sub> ]		1.200		
Resultado (%)	[S/S <sub>min</sub> ]		909.9		

### Corte transversal '7' Escalón de árbol

Comentario

Posición (Coordenada Y) (mm)	[y]	217.000		
Diámetro exterior (mm)	[da]	55.000		
Diámetro interior (mm)	[di]	0.000		
Diámetro para el cálculo del factor de tamaño (mm)	[deff]	60.000		
Efecto de entalle			Escalón de árbol	
[D, r, t] (mm)	60.000	0.800	2.500	
Rugosidad media ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	8.000		

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Esfuerzo: (N) (Nm)					
Valor medio	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-610.4	0.0	0.0	0.0
Desviación (Amplitud)	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	4.7	0.0	535.2
Valor máximo	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-505.4	3.9	0.0	443.1
Sección, momentos de resistencia: ( $\text{mm}^2$ )	[A, Wb, Wt, A]	2375.8	16333.8	32667.7	2375.8

Tensiones: ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

[ $\sigma_{zdm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	-0.257	0.000	0.000	0.000
[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	0.000	0.288	0.000	0.300
[ $\sigma_{zdmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	-0.213	0.238	0.000	0.249

Influencia tecnológica del tamaño	[K1( $\sigma_B$ )]	1.000		
	[K1( $\sigma_S$ )]	1.000		

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión
Factor de forma	[a]	2.807	2.616	1.752
Pendiente relativa del esfuerzo	[G']	3.192	3.192	1.437
Factor sensibilidad de entalladura	[n]	1.356	1.356	1.239
Coeficiente de efecto de entalle	[ $\beta$ ]	2.069	1.928	1.414
Influencia de las dimensiones geométricas	[K2(d)]	1.000	0.867	0.867
Factor, influencia de la rugosidad de la superficie	[KF]	0.870	0.870	0.925
Factor de compactación de la superficie	[KV]	1.000	1.000	1.000
Factor, global de influencia	[K]	2.219	2.373	1.712

Factor de seguridad existente para la verificación de la resistencia a la fatiga:

Esfuerzo mediano comparativo ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\sigma_mV$ ]	-0.257
Esfuerzo mediano comparativo ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\tau_mV$ ]	0.000

Límite de fatiga de un componente sometido a cambios de carga ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

	[ $\sigma_{WK}$ ]	216.359	252.817	210.334
Factor de influencia de la sensib. al esfuerzo medio.	[ $\psi\sigma_K$ ]	0.137	0.163	0.132
Amplitud admisible ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	[ $\sigma_{ADK}$ ]	-6.345	296.007	210.334
Seguridad contra fatiga	[S]		1028.832	
Seguridad nominal contra fatiga	[Smin]		1.200	

Resultado (%)	[S/Smin]	85736.0		
Factor de seguridad existente para verificar si se ha sobrepasado el límite aparente de elasticidad:				
Factor sensibilidad de entalladura estático				
	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Factor de crecimiento	[γF]	1.000	1.000	1.000
Límite aparente de elasticidad de un componente (N/mm <sup>2</sup> )				
	[σFK]	640.000	640.000	369.504
Seguridad, límite aparente de elasticidad				
	[S]		9999.990	
Seguridad nominal	[Smin]		1.200	
Resultado (%)	[S/Smin]		1000000.0	
Factor de seguridad existente para comprobar la posibilidad de evitar fisuras en capas marginales duras:				
Seguridad fisura	[S]		9999.990	
Seguridad nominal	[Smin]		1.200	
Resultado (%)	[S/Smin]		833332.5	

#### **Corte transversal '8' Ajuste forzado**

Comentario

Posición (Coordenada Y) (mm)	[y]	232.000		
Diámetro exterior (mm)	[da]	40.000		
Diámetro interior (mm)	[di]	0.000		
Diámetro para el cálculo del factor de tamaño (mm)	[deff]	40.000		
Efecto de entalle			Ajuste forzado	
Característica:	Encaje a presión, fuerte			
Rugosidad media (μm)	[Rz]	8.000		

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión	Cizalla
Esfuerzo: (N) (Nm)					
Valor medio					
	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-610.4	0.0	0.0	0.0
Desviación (Amplitud)	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.0	3.3	0.0	535.2
Valor máximo	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-505.4	2.8	0.0	443.1
Sección, momentos de resistencia: (mm <sup>2</sup> )					
	[A, Wb, Wt, A]	1256.6	6283.2	12566.4	1256.6
Tensiones: (N/mm <sup>2</sup> )					
	[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.486	0.000	0.000	0.000
	[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm <sup>2</sup> )	0.000	0.530	0.000	0.568
	[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.402	0.439	0.000	0.470
Influencia tecnológica del tamaño					
	[K1(σB)]	1.000			
	[K1(σS)]	1.000			

		Tracción/Compresión	Flexión	Torsión
Coefficiente de efecto de entalle	[β(dB)]	2.700	2.700	1.800
[dB] (mm) = 40.0				
Influencia de las dimensiones geométricas				

	[K3(d)]	0.952	0.952	0.971	
Influencia de las dimensiones geométricas	[K3(dB)]	0.952	0.952	0.971	
Coefficiente de efecto de entalle	[β]	2.700	2.700	1.800	
Influencia de las dimensiones geométricas	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888	
Factor, influencia de la rugosidad de la superficie	[KF]		1.000	1.000	1.000
Según la Norma, el factor de rugosidad está incluido en el coeficiente de efecto de entalle					
Factor de compactación de la superficie	[KV]	1.200	1.200	1.200	
Factor, global de influencia	[K]	2.250	2.533	1.689	

Factor de seguridad existente para la verificación de la resistencia a la fatiga:

Esfuerzo mediano comparativo (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>mV</sub> ]		-0.486	
Esfuerzo mediano comparativo (N/mm <sup>2</sup> )	[τ <sub>mV</sub> ]		0.000	

Límite de fatiga de un componente sometido a cambios de carga (N/mm<sup>2</sup>)

	[σ <sub>WK</sub> ]	213.333	236.865	213.178
Factor de influencia de la sensib. al esfuerzo medio.	[ψσ <sub>K</sub> ]	0.119	0.134	0.119
Amplitud admisible (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>ADK</sub> ]	-3.743	270.141	213.178
Seguridad contra fatiga	[S]		509.974	
Seguridad nominal contra fatiga	[S <sub>min</sub> ]		1.200	
Resultado (%)	[S/S <sub>min</sub> ]		42497.9	

Factor de seguridad existente

para verificar si se ha sobrepasado el límite aparente de elasticidad:

Factor sensibilidad de entalladura estático

	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Factor de crecimiento	[γ <sub>F</sub> ]	1.000	1.000	1.000
Límite aparente de elasticidad de un componente (N/mm <sup>2</sup> )	[σ <sub>FK</sub> ]	745.000	745.000	430.126
Seguridad, límite aparente de elasticidad	[S]		9999.990	
Seguridad nominal	[S <sub>min</sub> ]		1.200	
Resultado (%)	[S/S <sub>min</sub> ]		1000000.0	

Factor de seguridad existente

para comprobar la posibilidad de evitar fisuras en capas marginales duras:

Seguridad fisura	[S]		9999.990
Seguridad nominal	[S <sub>min</sub> ]		1.200
Resultado (%)	[S/S <sub>min</sub> ]		833332.5

Indicaciones:

- La fuerza transversal no se tendrá en cuenta durante el cálculo según DIN 743.
- Sección con ajuste forzado:  
Los factores de entalladura para el caso 'Ajuste forzado ligero' ya no se definen en DIN743. Los factores se tomarán de la directiva FKM..

Final del protocolo

Lineas:

1290

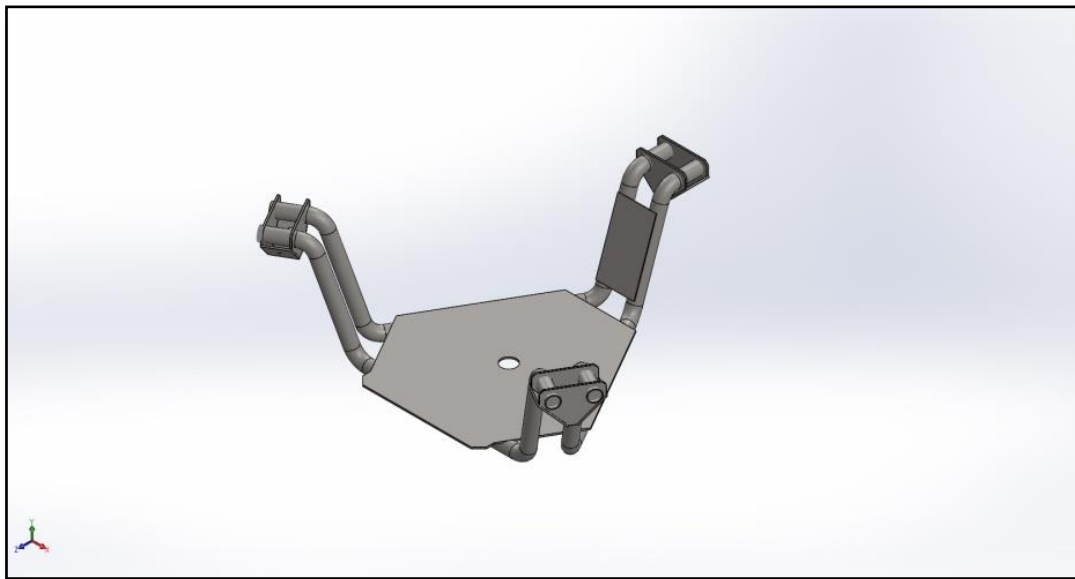
Con estos resultados, podemos concluir que el diseño del eje es válido, cumpliendo todas las seguridades nominales de trabajo.

## 1.15 ANEJO N°5: ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL CHASIS

### 1.15.1 Planteamiento de la estructura

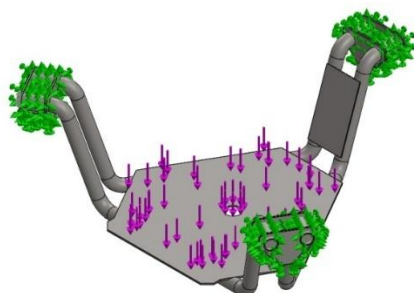
Habiendo definido los sistemas anteriores, se croquiza la posible estructura superior y se llega a la siguiente configuración, la cual se analiza y se obtienen los siguientes resultados a través del módulo de SolidWorks de cálculo por elementos finitos.

### 1.15.2 Estudio estructural SolidWorks



*Ilustración 45. Isométrica del chasis cuestión de estudio*

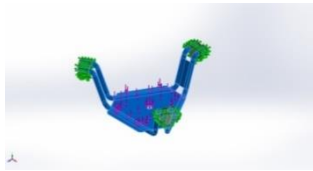
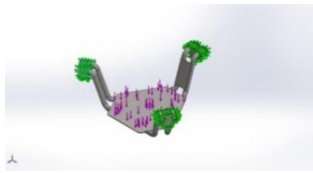
## Información del modelo



**Nombre del modelo:** Estudio Chasis

**Configuración actual:** Predeterminado

### Sólidos

Nombre	Tratado como	Propiedades volumétricas
<b>Chasis</b> 	Sólido	<b>Masa:</b> 162.649 kg <b>Volumen:</b> 0.0208524 m <sup>3</sup> <b>Densidad:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup> <b>Peso:</b> 1593.96 N
<b>Placa Anclaje 1</b> 	Sólido	<b>Masa:</b> 10.1155 kg <b>Volumen:</b> 0.00129686 m <sup>3</sup> <b>Densidad:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup> <b>Peso:</b> 99.1319 N
<b>Placa Anclaje 2</b>	Sólido	<b>Masa:</b> 10.1155 kg <b>Volumen:</b> 0.00129686 m <sup>3</sup>



		<p>Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p>Peso:99.1319 N</p>
<p><b>Placa Anclaje 3</b></p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:10.1155 kg</p> <p>Volumen:0.00129686 m<sup>3</sup></p> <p>Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p>Peso:99.1319 N</p>
<p><b>Placa Anclaje 4</b></p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:10.1155 kg</p> <p>Volumen:0.00129686 m<sup>3</sup></p> <p>Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p>Peso:99.1319 N</p>
<p><b>Placa Anclaje 5</b></p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:10.1155 kg</p> <p>Volumen:0.00129686 m<sup>3</sup></p> <p>Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p>Peso:99.1319 N</p>
<p><b>Placa Anclaje 6</b></p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:10.1155 kg</p> <p>Volumen:0.00129686 m<sup>3</sup></p> <p>Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p>Peso:99.1319 N</p>
<p><b>Nombre</b></p>	<p><b>Tratado como</b></p>	<p><b>Propiedades volumétricas</b></p>

### Propiedades de estudio

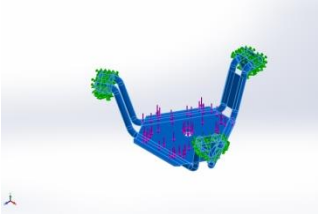
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

## Unidades

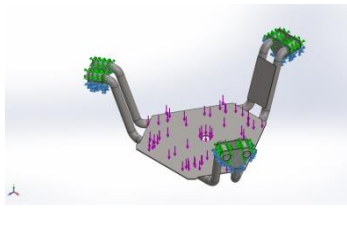
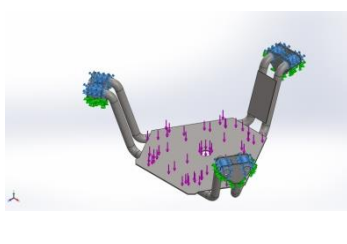
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

1.15.2.1

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: 1.0044 (S275JR)	Sólido
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal	1(MatrizC1[2])(Estudio Chasis22), Sólido 2(Saliente-Extruir5)(Estudio Chasis22), Sólido
	Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.	3(MatrizC1[1])(Estudio Chasis22), Sólido
	Límite elástico: 2.75e+008 N/m <sup>2</sup>	4(Cortar-Extruir2)(Estudio Chasis22), Sólido
	Límite de tracción: 4.1e+008 N/m <sup>2</sup>	5(Simetría3)(Estudio Chasis22), Sólido
	Módulo elástico: 2.1e+011 N/m <sup>2</sup>	6(MatrizC1[4])(Estudio Chasis22), Sólido
	Coefficiente de Poisson: 0.28	7(MatrizC1[3])(Estudio Chasis22)
	Densidad: 7800 kg/m <sup>3</sup>	
	Módulo cortante: 7.9e+010 N/m <sup>2</sup>	
	Coefficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin	
Datos de curva:N/A		

### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
<b>Fijo-1</b>		Entidades: <b>6 cara(s)</b>  Tipo: <b>Geometría fija</b>		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	0	0	1e-033
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
<b>Fijo-2</b>		Entidades: <b>6 cara(s)</b>  Tipo: <b>Geometría fija</b>		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0.0359644	5000.41	0.750122	5000.41
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: <b>1 cara(s)</b>  Tipo: <b>Aplicar fuerza normal</b>  Valor: <b>5000 N</b>

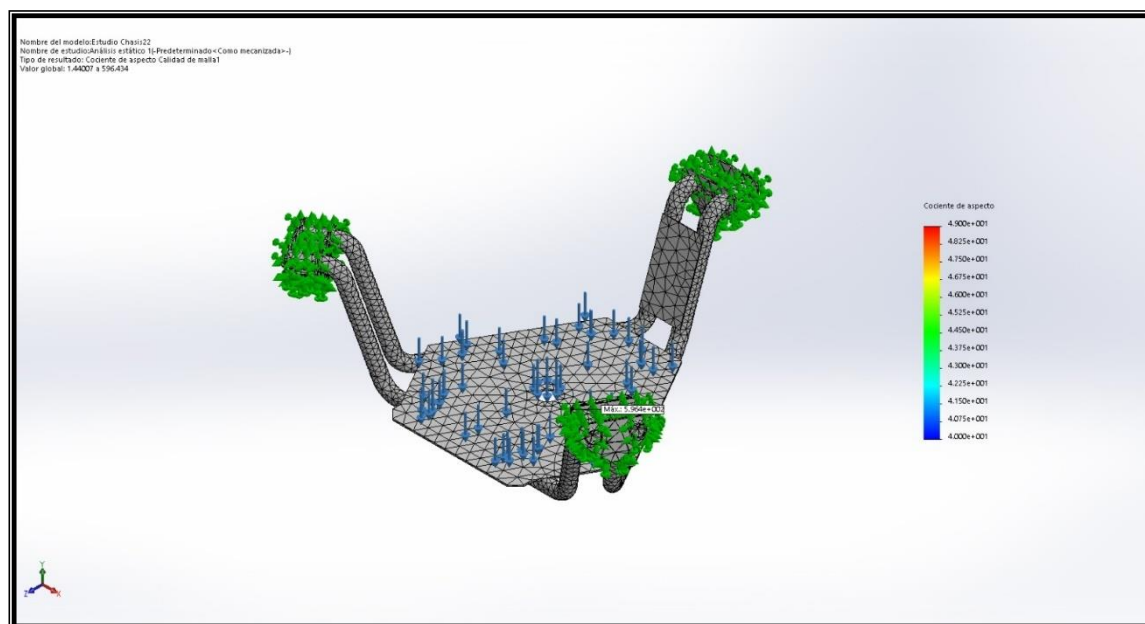
### Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: <b>Unión rígida</b>  Componentes: <b>1 componente(s)</b>  Opciones: <b>Mallado compatible</b>

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	67.047 mm
Tamaño mínimo del elemento	13.4094 mm

Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	40842
Número total de elementos	20521
Cociente máximo de aspecto	596.43
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	5.93
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	10.5
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06



## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

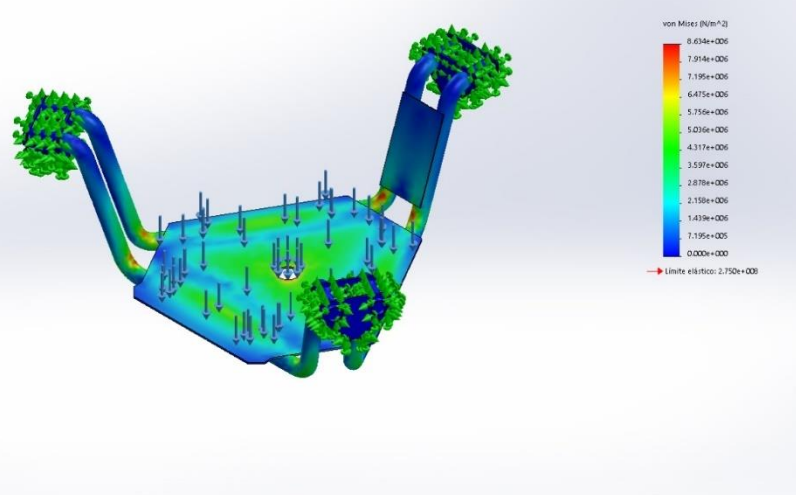
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.0359644	5000.41	0.750122	5000.41

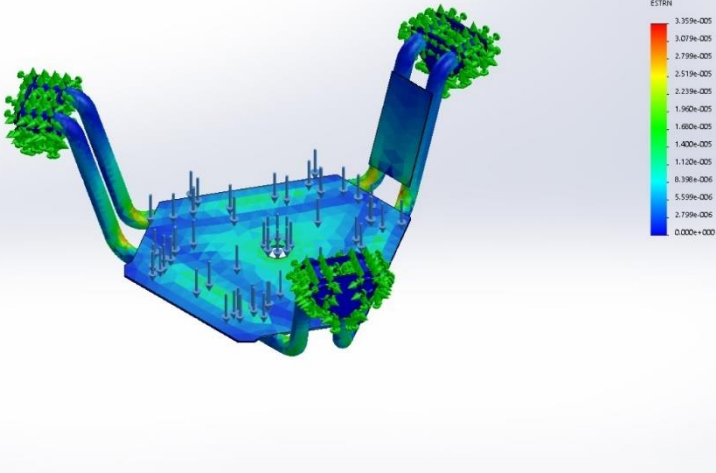
### Momentos de reacción

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

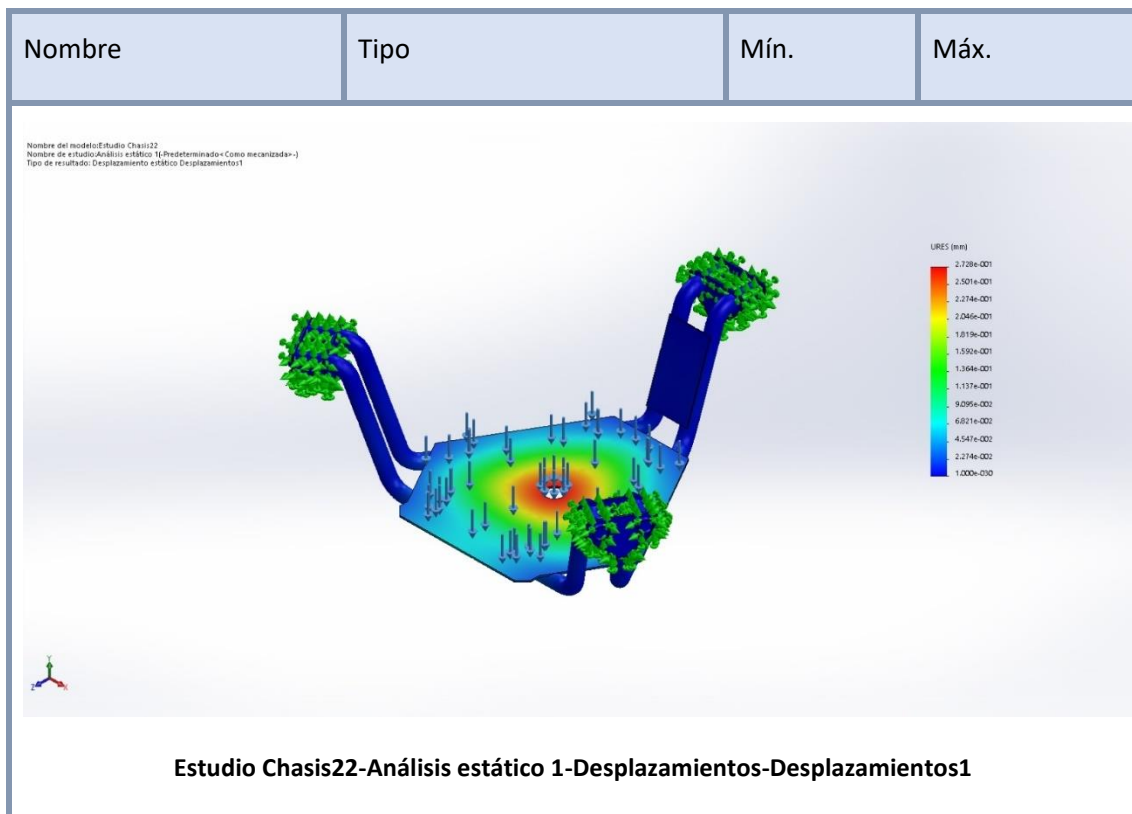


### 1.15.3 Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0 N/m <sup>2</sup> Nodo: 1	8.63392e+006 N/m <sup>2</sup> Nodo: 3908
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="font-size: 8px; width: 30%;"> <p>Nombre del modelo: Estudio Chasis22</p> <p>Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado - Como mecanizada -)</p> <p>Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1</p> <p>Escala de deformación: 1</p> </div> <div style="text-align: center;">  </div> </div> <p style="text-align: center; margin-top: 10px;"><b>Estudio Chasis22-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1</b></p>			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0 Elemento: 1	3.35919e-005 Elemento: 13150

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<div style="border: 1px solid gray; padding: 10px;"> <p style="font-size: small; margin: 0;">           Nombre del modelo: Estudio Chasis22            Nombre de estudio: Análisis estático 1- Predeterminado- Como mecanizado-1            Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1         </p>  <p style="text-align: center; margin-top: 10px;"><b>Estudio Chasis22-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1</b></p> </div>			

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 1	0.272843 mm Nodo: 23614



#### 1.15.4 Conclusión

Comparando sobre todo la tensión máxima existente en el chasis con estas condiciones de carga:

Tensión máxima =  $8.63392e+006 \text{ N/m}^2 \ll 2.75e+008 \text{ N/m}^2 = \text{Capacidad del S275JR}$

Se concluye que el chasis propuesto es válido para el proyecto.



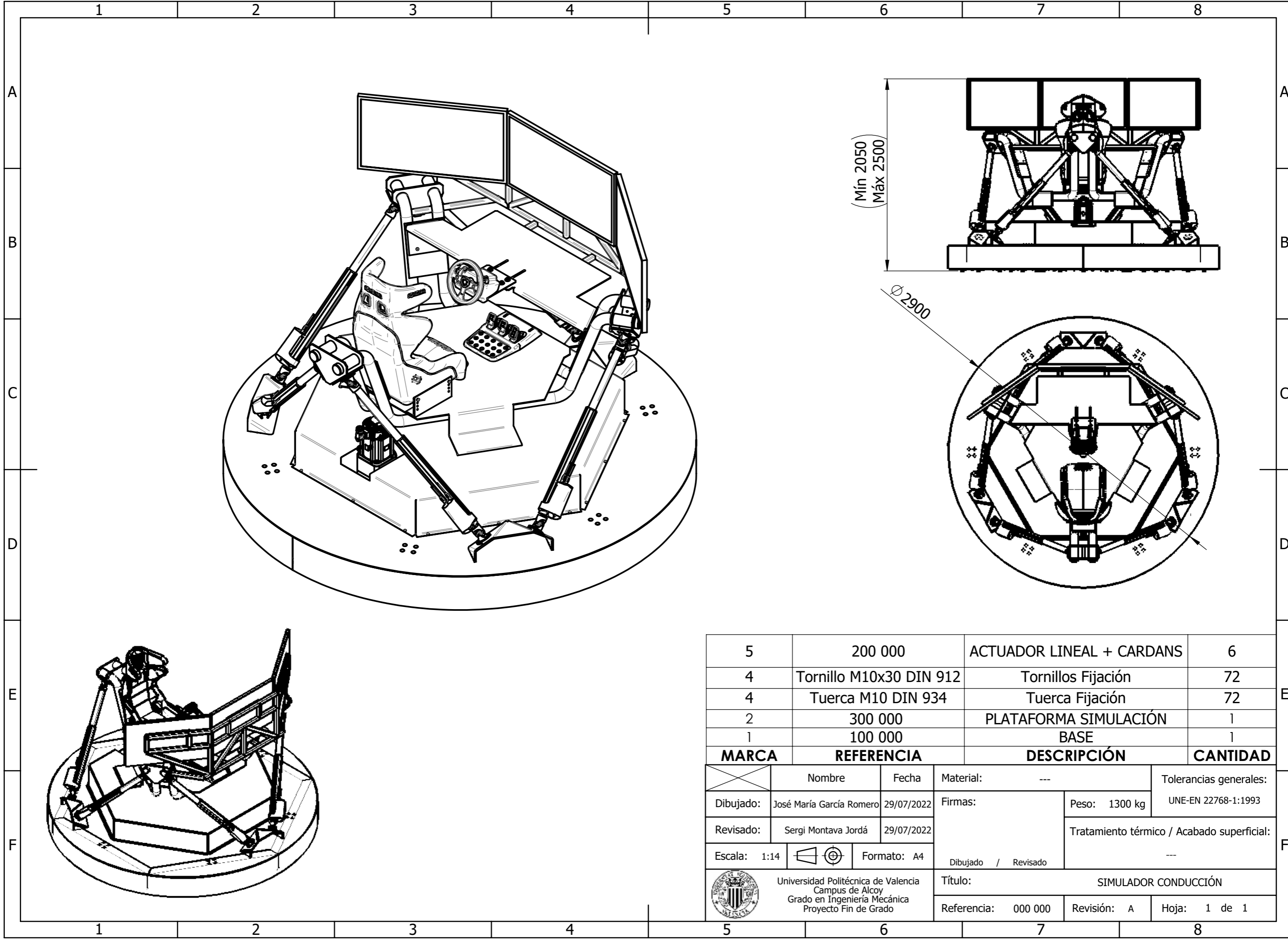
# **DOCUMENTO Nº2**

## **PLANOS**

## 2 PLANOS

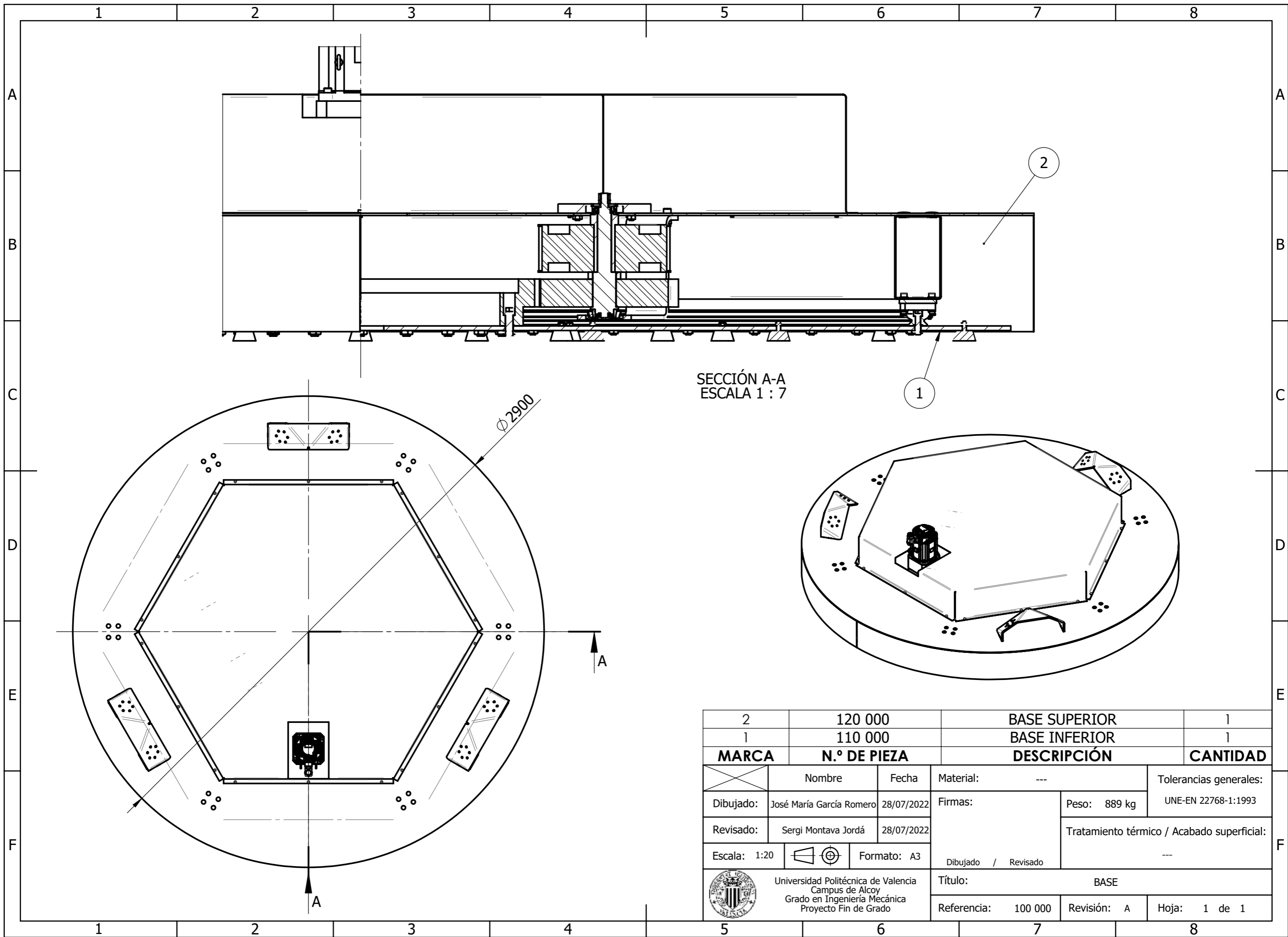
### 2.1 ÍNDICE PLANOS

Planos nº 000 000.....	Conjunto Completo Simulador
Planos nº 100 000.....	Conjunto Base
Planos nº 110 000.....	Conjunto Base Inferior
Planos nº 120 000.....	Conjunto Base Superior
Planos nº 200 000.....	Sistema de Movimiento Simulador
Planos nº 300 000.....	Conjunto Plataforma Simulación
Planos nº 310 000.....	Chasis Plataforma
Planos nº 320 000.....	Conjunto Pantallas
Planos nº 330 000.....	Conjunto Mesa Volante
Planos nº 340 000.....	Conjunto Asiento



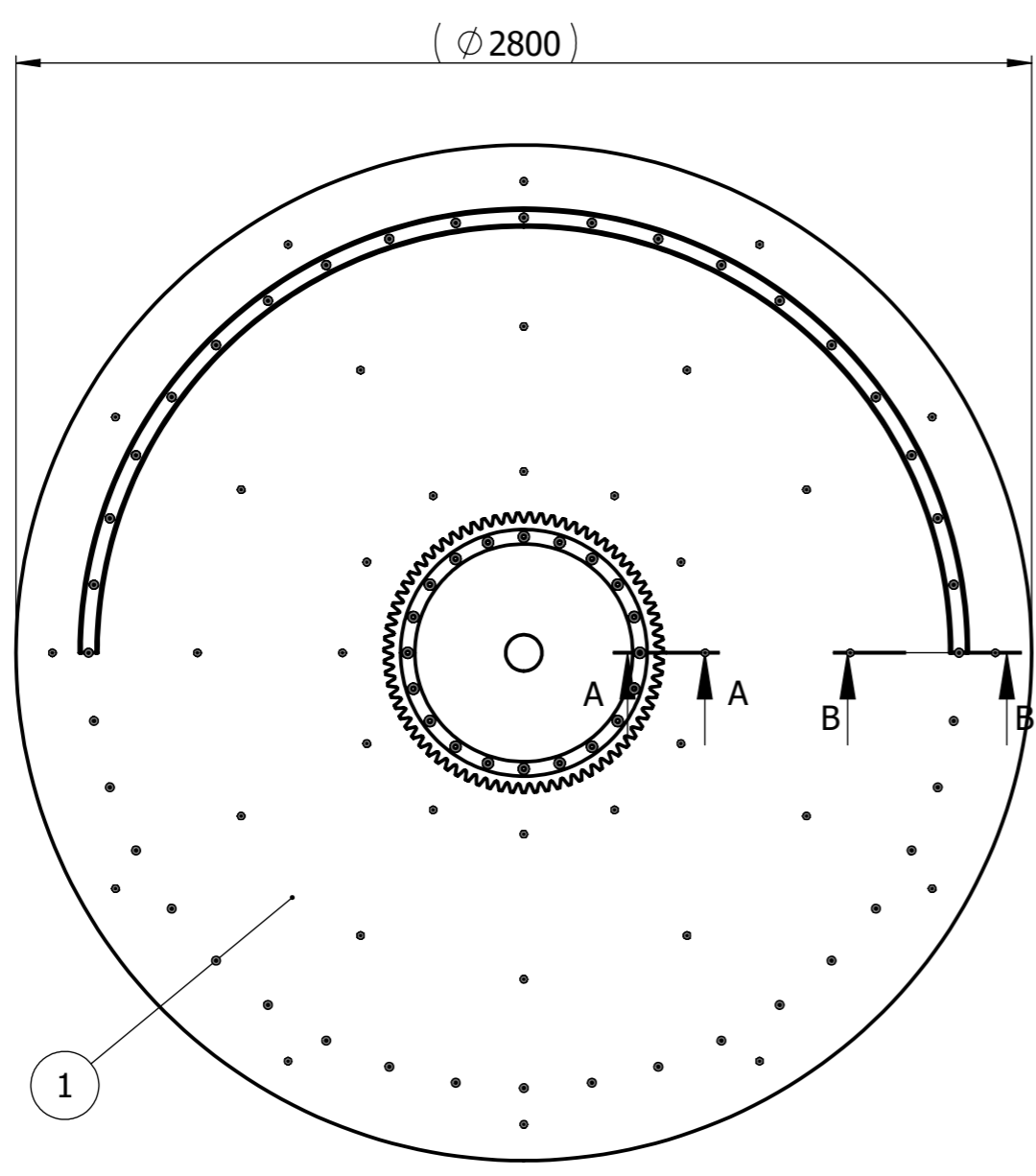
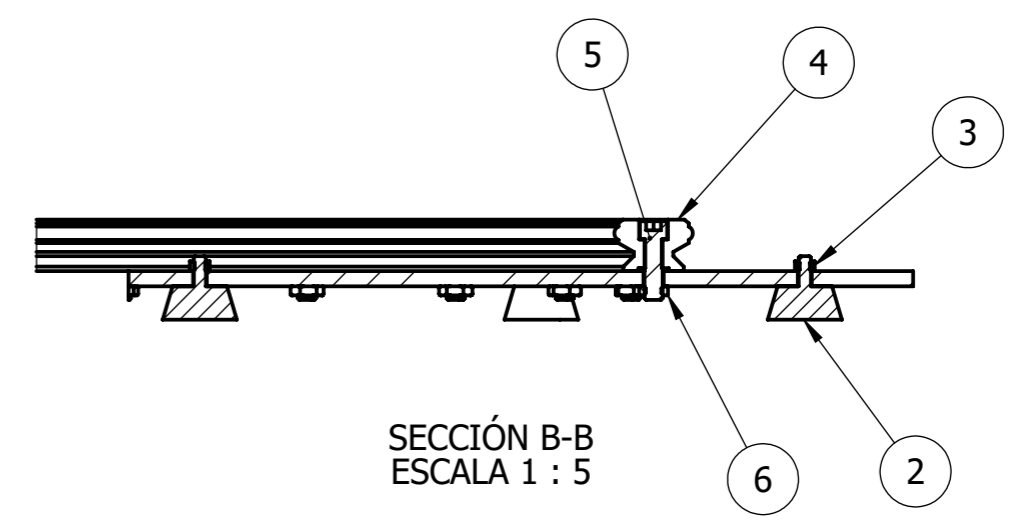
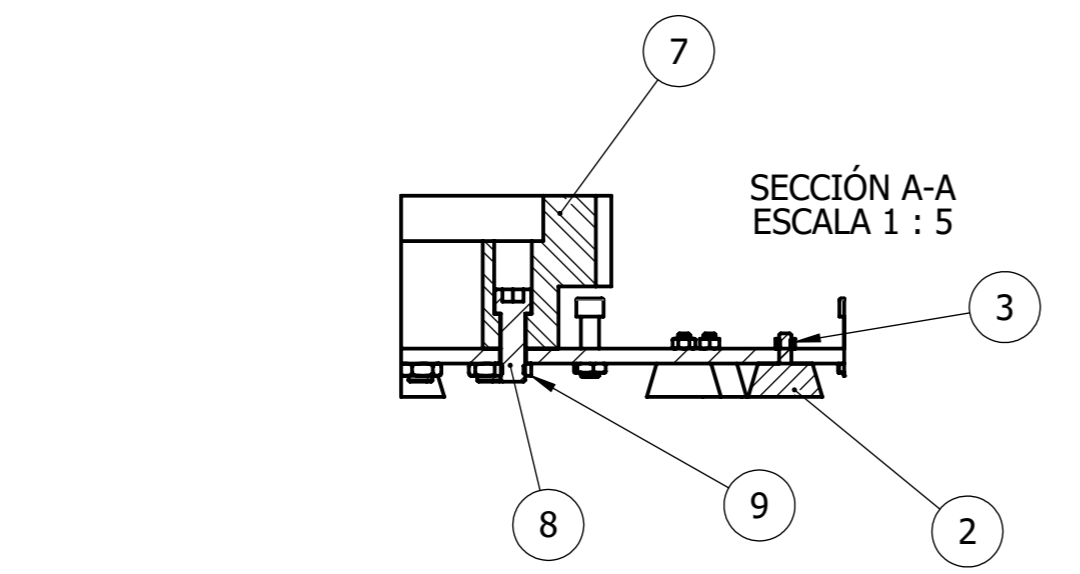
5	200 000	ACTUADOR LINEAL + CARDANS	6
4	Tornillo M10x30 DIN 912	Tornillos Fijación	72
4	Tuerca M10 DIN 934	Tuerca Fijación	72
2	300 000	PLATAFORMA SIMULACIÓN	1
1	100 000	BASE	1


MARCA	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
Nombre		Fecha	Material: ---
Dibujado: José María García Romero		29/07/2022	Firmas: ---
Revisado: Sergi Montava Jordá		29/07/2022	Peso: 1300 kg
Escala: 1:14		Formato: A4	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
		Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
		Título: SIMULADOR CONDUCCIÓN	
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Referencia: 000 000	Revisión: A
		Hoja: 1 de 1	



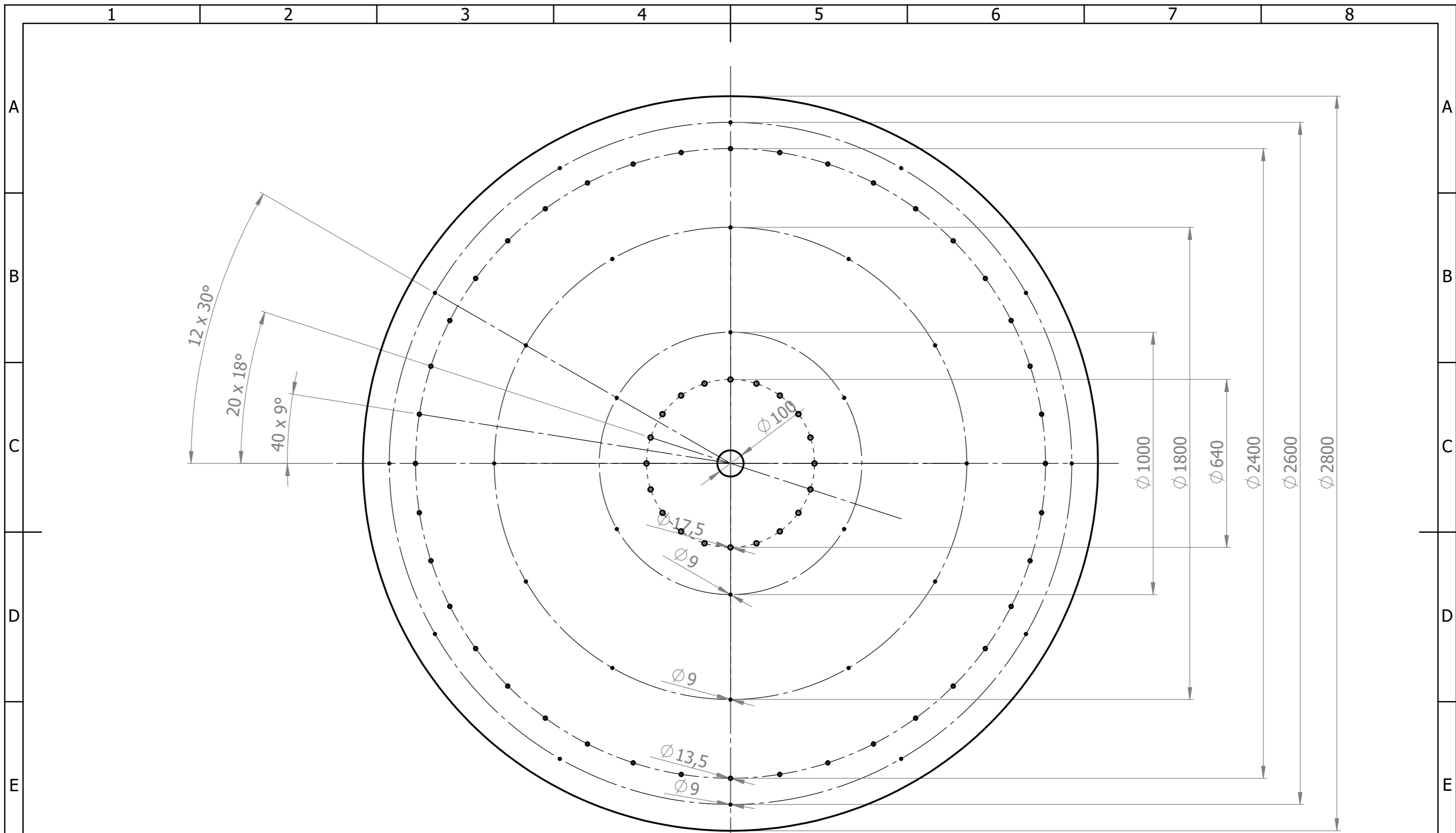
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 7

2	120 000	BASE SUPERIOR		1
1	110 000	BASE INFERIOR		1
<b>MARCA</b>	<b>N.º DE PIEZA</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD</b>	
Nombre		Fecha	Material: ---	Tolerancias generales:
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 889 kg
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---	
Escala: 1:20		Formato: A3	Dibujado / Revisado	
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: BASE		
Referencia: 100 000		Revisión: A	Hoja: 1 de 1	



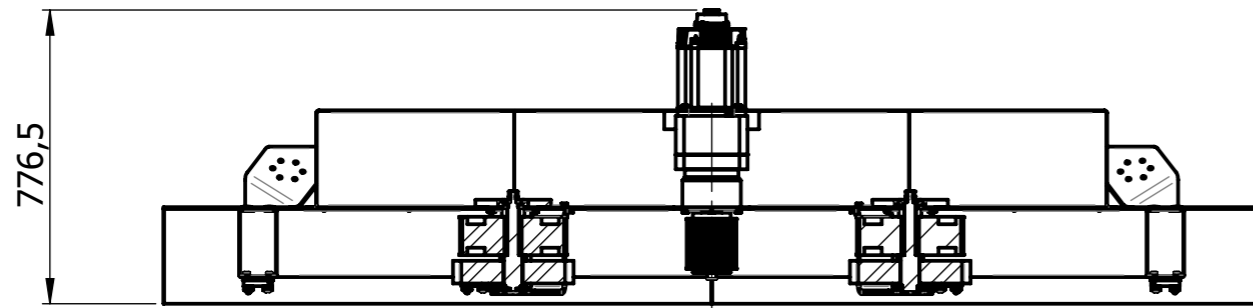
9	Tuerca M16 DIN 439	Tuerca Fijación Engranaje	20
8	Tornillo M14x45mm	Tornillo Fijación Engranaje	20
7	Engranaje m10		1
6	Tuerca M10 DIN 439	Tuerca Fijación Guía	40
5	Tornillo M10x35mm	Tornillo Fijación Guía	40
4	LFSR52 1200 360 ST	Guía Circular INA	1
3	Tuerca M8 DIN 934	Tuerca Soporte Goma	36
2	1300 0023	Soporte Goma EGuía	36
1	110 001	Placa Base Inferior	1
MARCA	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
Nombre		Fecha	Material: ---
Dibujado: José María García Romero		28/07/2022	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
Revisado: Sergi Montava Jordá		28/07/2022	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
Escala: 1:20	Formato: A3	Dibujado / Revisado	
 Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: BASE INFERIOR	
Referencia: 110 000	Revisión: A	Hoja: 1 de 1	



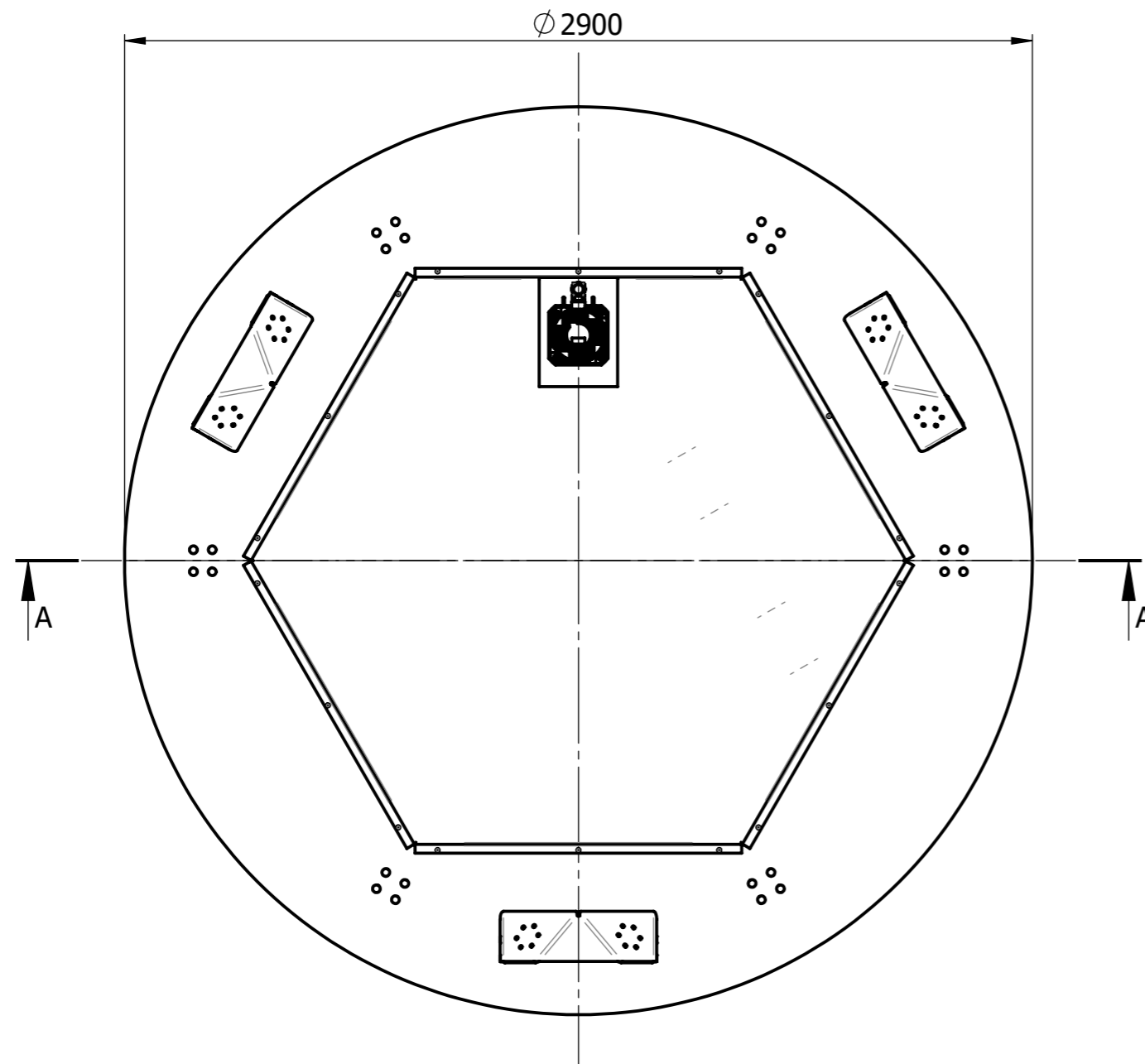
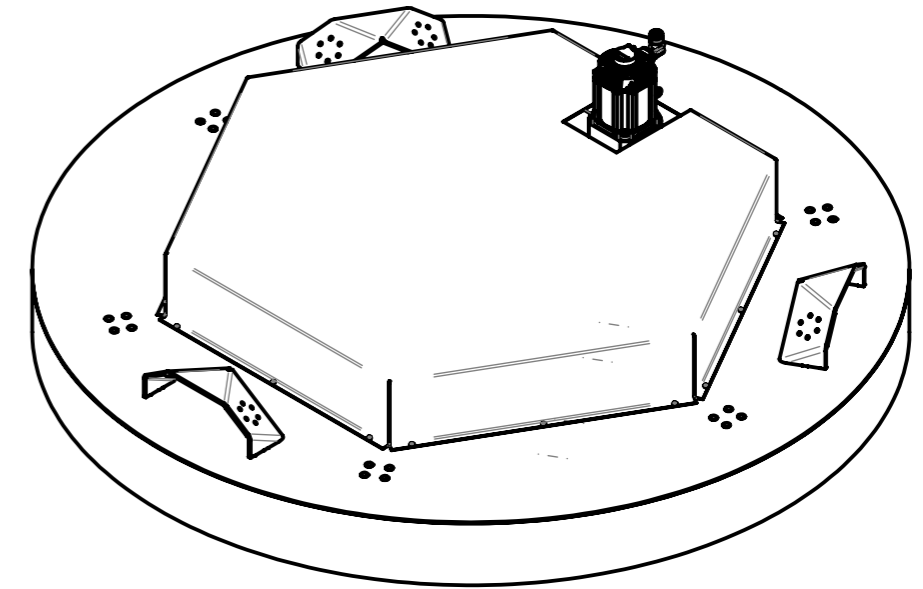


-Espesor de la placa: 10mm.  
 -Todos los conjuntos de taladros están igualmente repartidos a lo largo de sus circunferencias de referencia.  
 -Todos los taladros son pasantes.

	Nombre	Fecha	Material: S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado	Peso: 470 kg Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
Escala: 1:14		Formato: A3		Título: Placa Base Inferior
			Referencia: 110 001	Revisión: A
				Hoja: 1 de 1

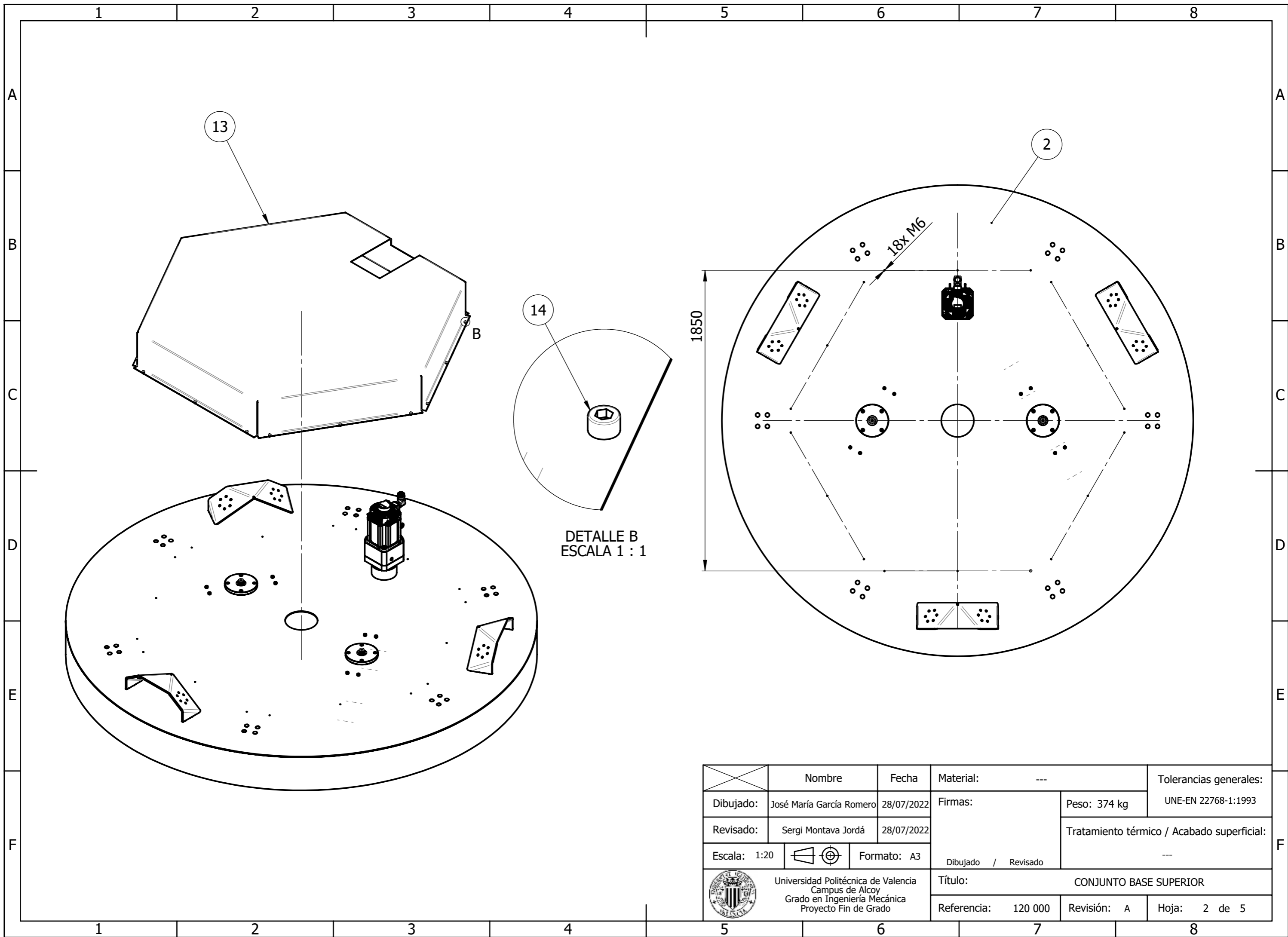



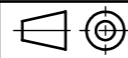


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 20

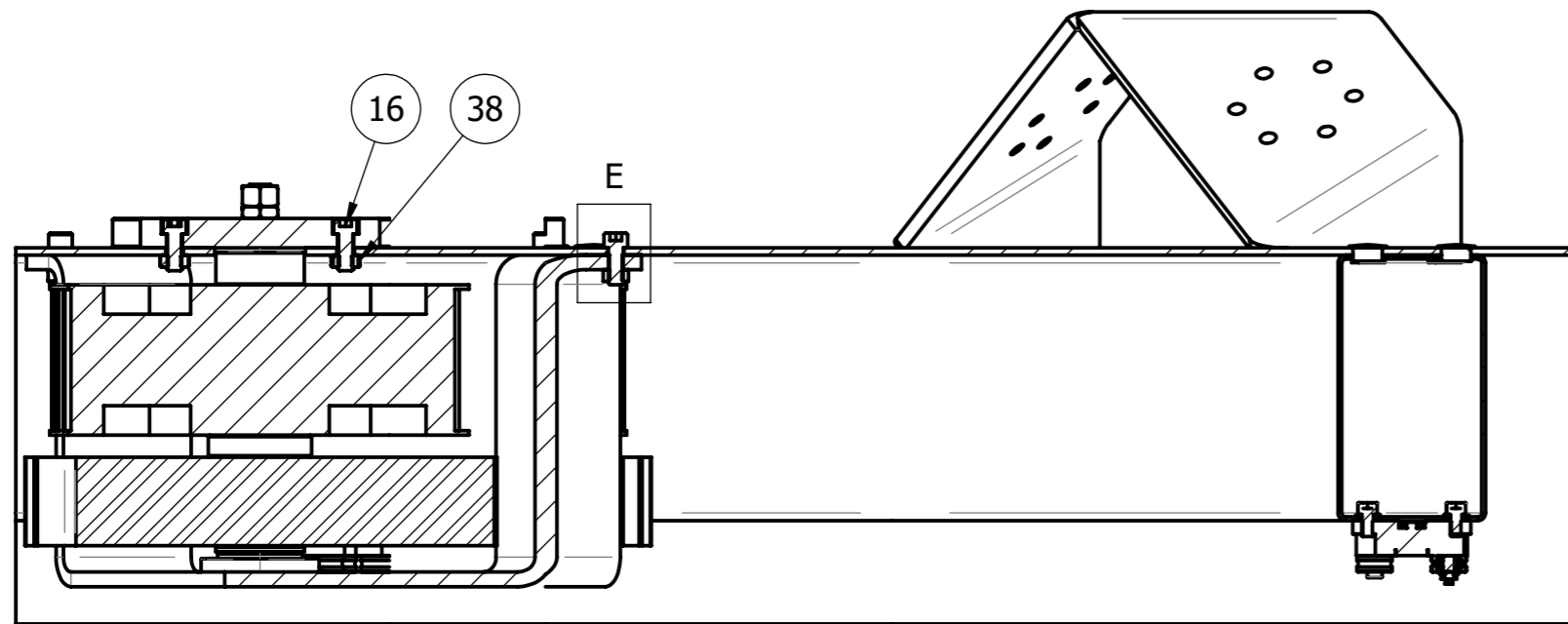


15	120 005	Anclaje Actuadores	3
14	Tornillo M6 x 12 DIN 912	Tornillo Fijación Caja Componentes	18
13	120 004	Chapa Caja Componentes	1
12	Tornillo M10x30 DIN 912	Tornillo Fijación Conjunto Giro Base	16
11	122 000	CONJUNTO ACC. GIRO BASE	2
10	Tuerca M10 DIN 934	Tuerca Fijación	16
9	Tornillo M10x30 DIN 912	Tornillos Fijación	8
8	121 000	CONJUNTO MOTOR GIRO BASE	1
7	Tapón Ø20 Essetra Components 465689	Tapón Tornillos Patines	24
6	Tornillo M8x12 DIN912	Tornillos Fijación	24
5	Arandela M8 DIN 125	---	24
4	Patin INA LFDL32-B	Patines Guiado	6
3	120 003	Faldón Base Superior	1
2	120 002	Placa Base Superior	1
1	120 001	Chasis Base Superior	1

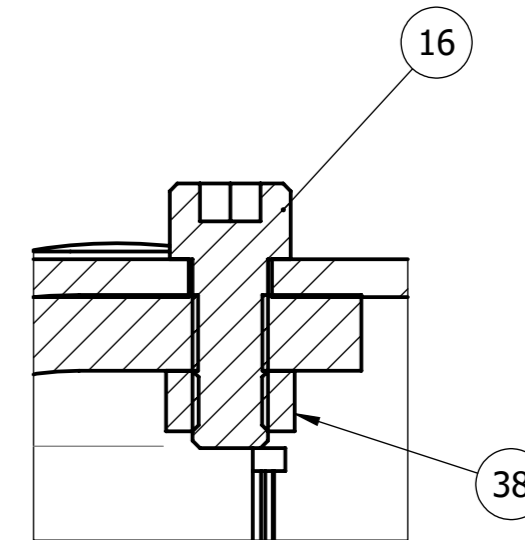
MARCA	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
	Nombre	Fecha	Material: ---
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Peso: 374 kg
Escala: 1:20	Formato: A3	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado	Título: CONJUNTO BASE SUPERIOR	Referencia: 120 000
		Revisión: A	Hoja: 1 de 5



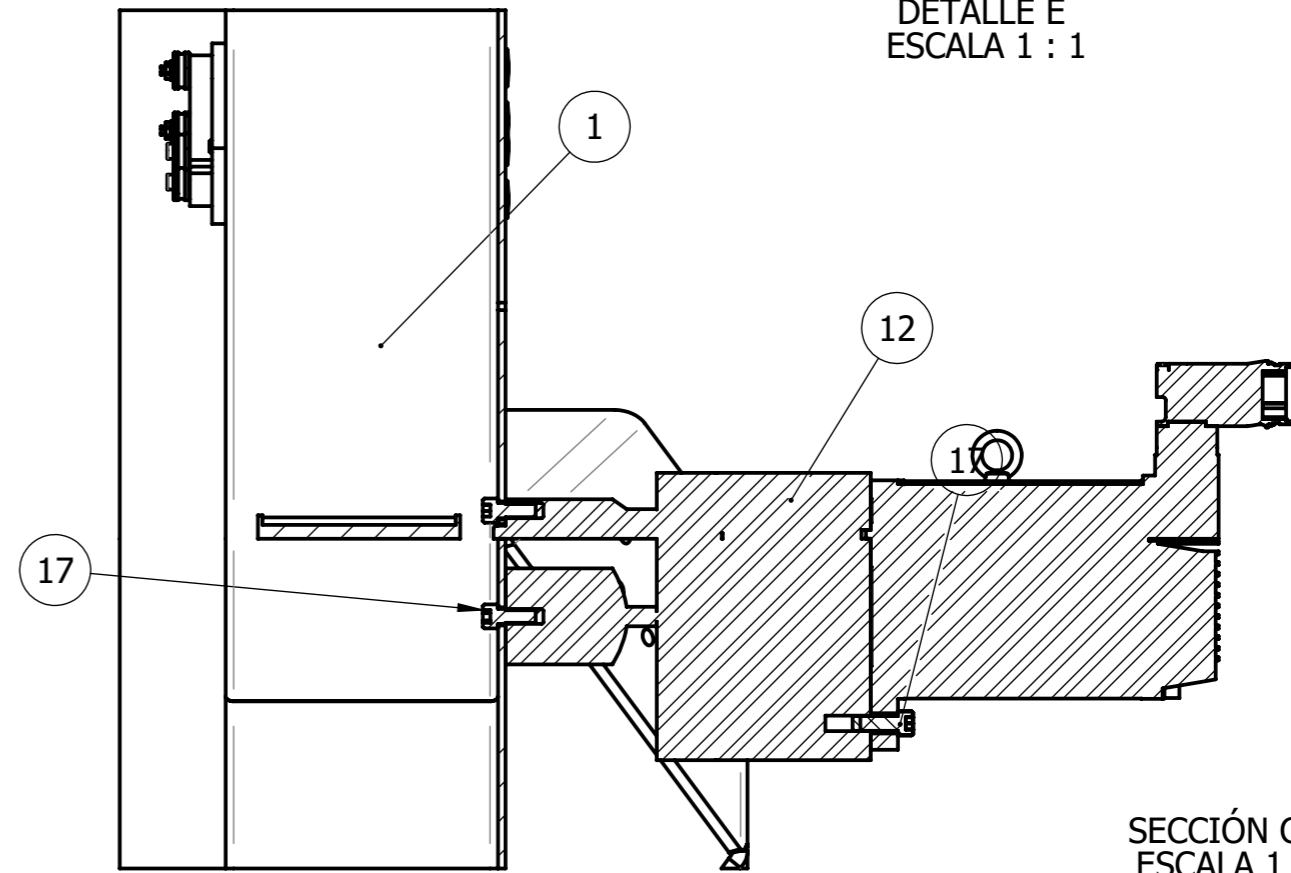
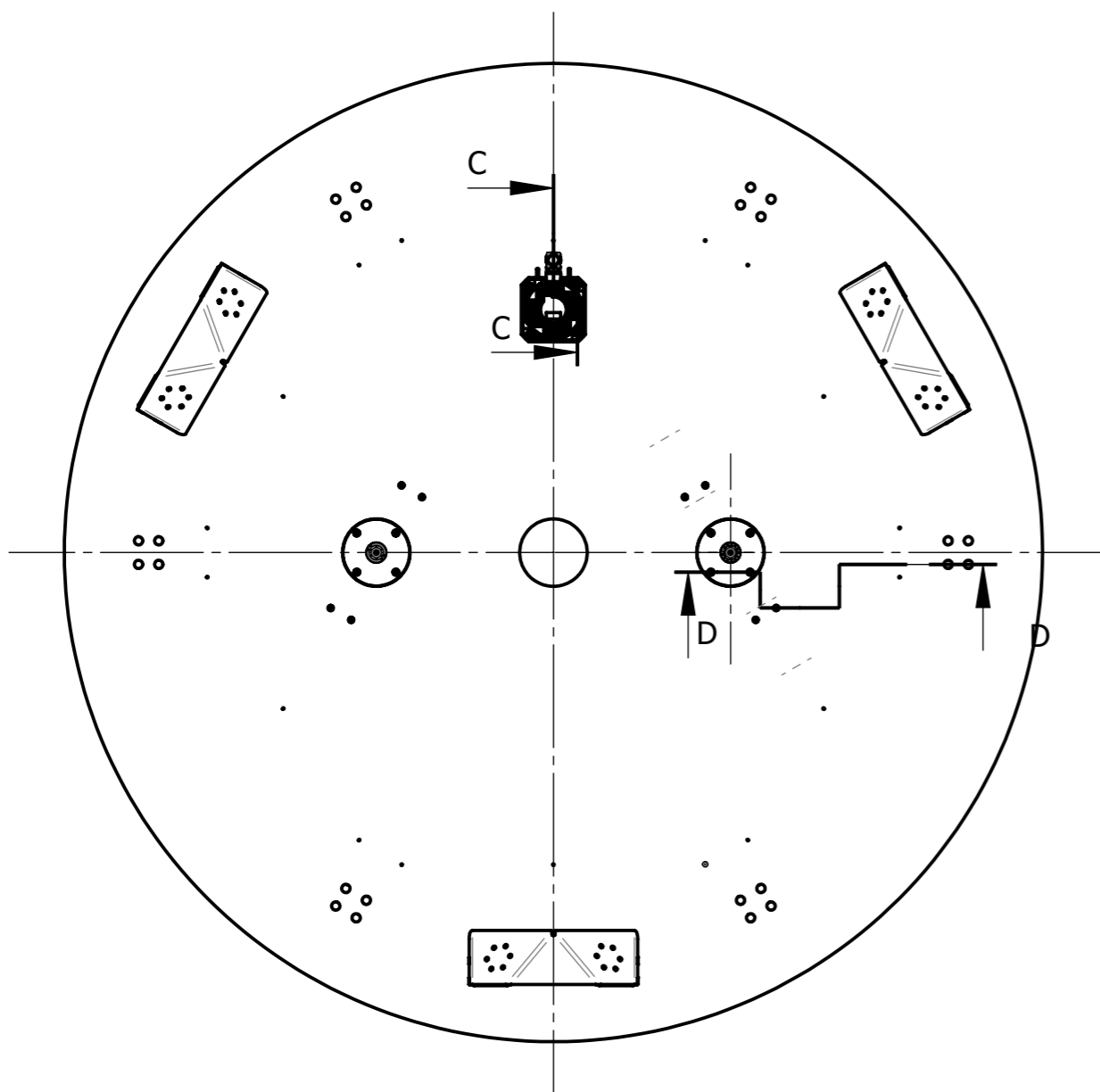
	Nombre	Fecha	Material: ---	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
				---
Escala: 1:20 		Formato: A3	Título: CONJUNTO BASE SUPERIOR	
 Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Referencia: 120 000	Revisión: A
			Hoja: 2 de 5	



SECCIÓN D-D  
ESCALA 1 : 5

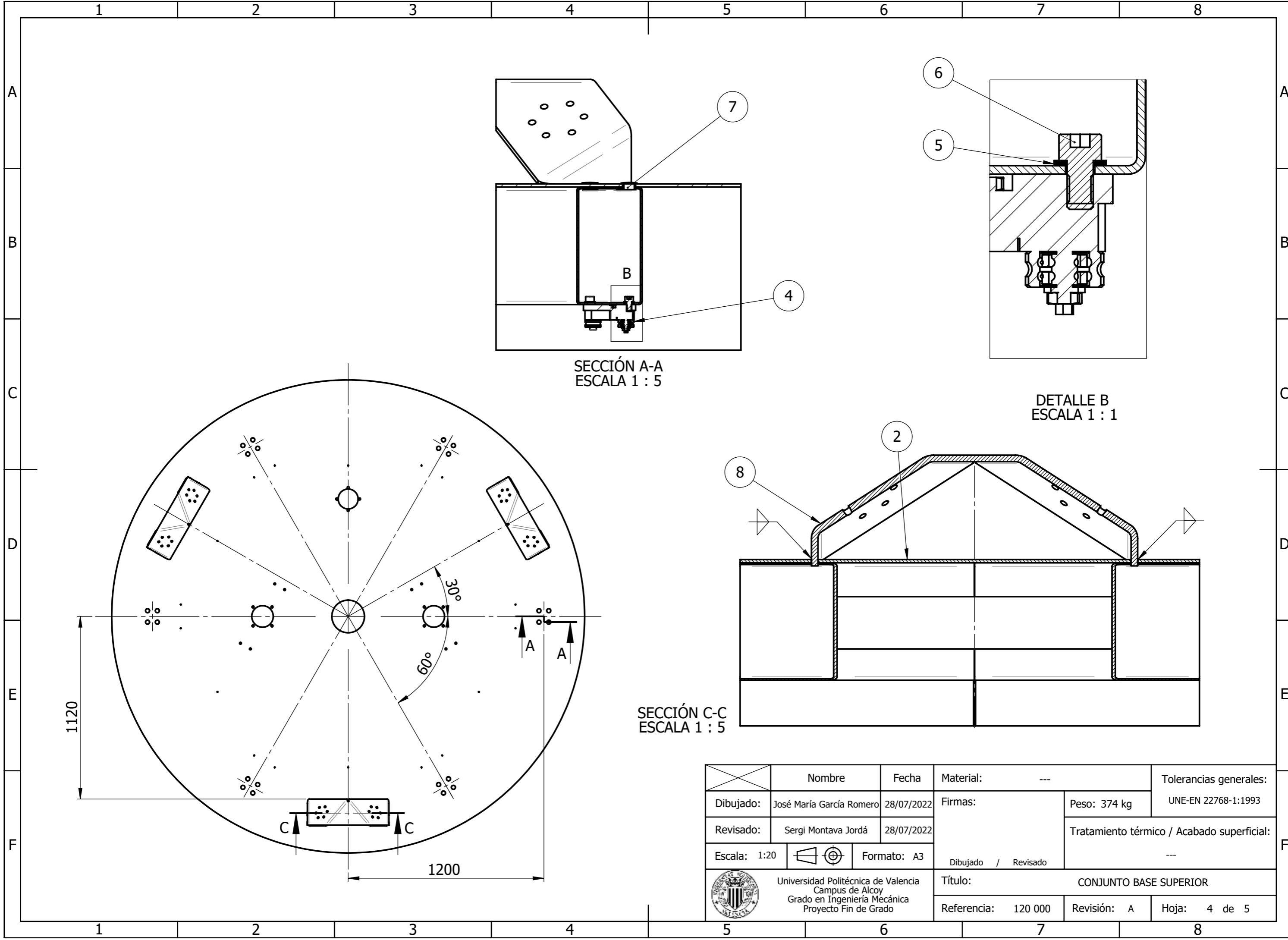


DETALLE E  
ESCALA 1 : 1



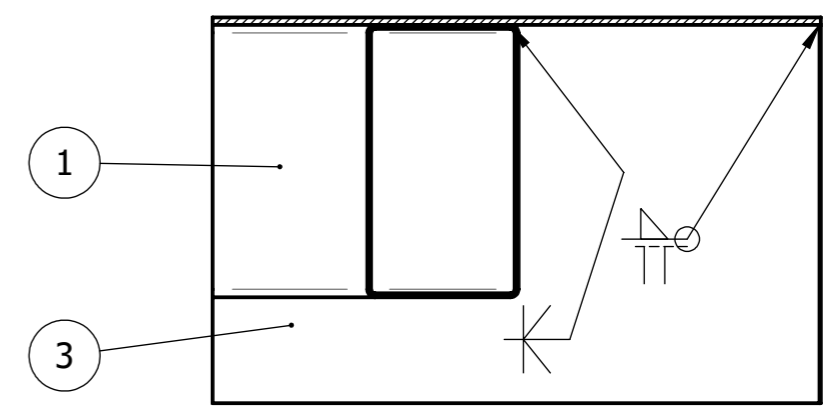
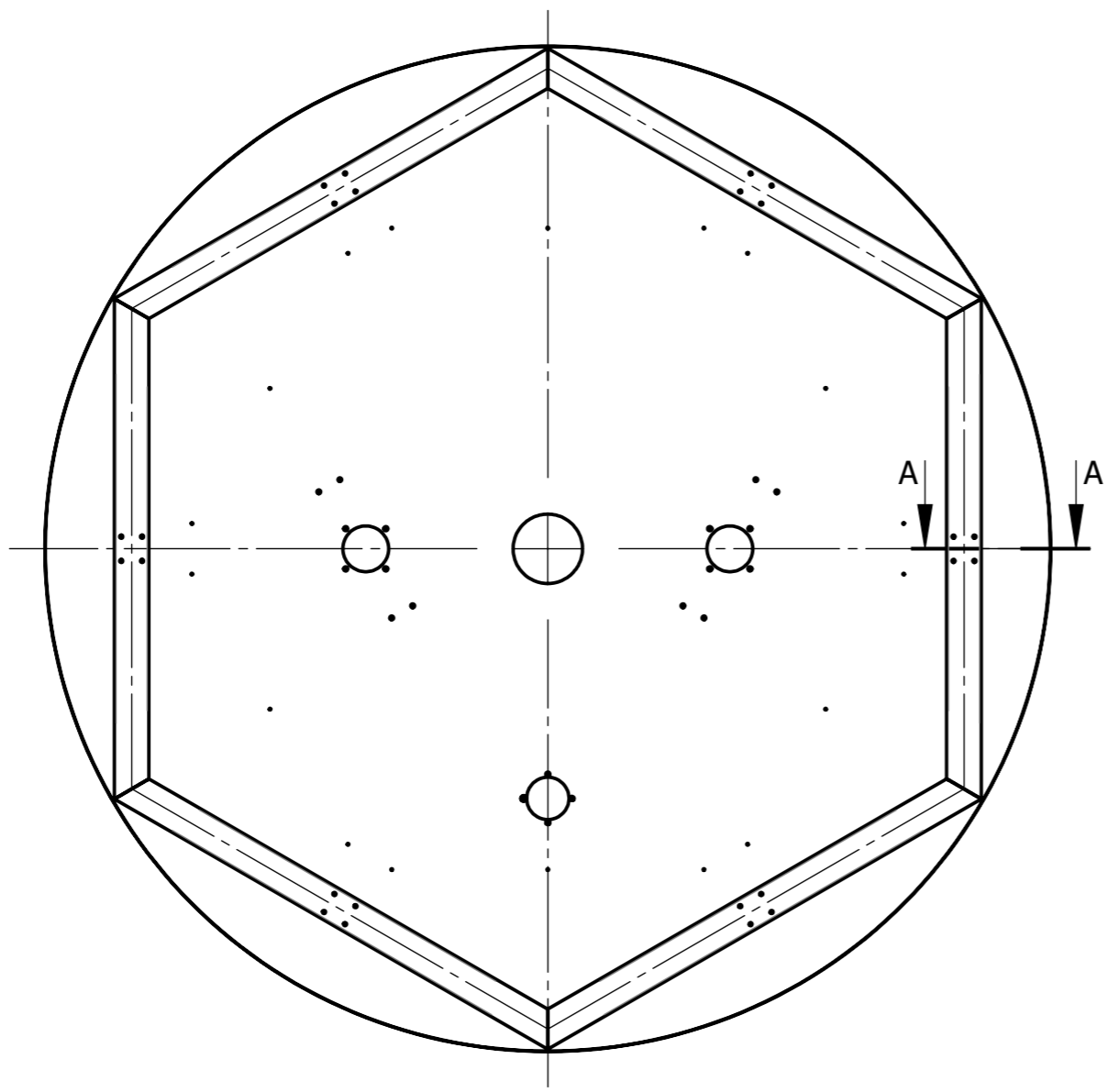
SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 5

	Nombre	Fecha	Material: ---	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado	Peso: 374 kg
	Escala: 1:20	Formato: A3		Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
	Título: CONJUNTO BASE SUPERIOR			
	Referencia: 120 000	Revisión: A	Hoja: 3 de 5	



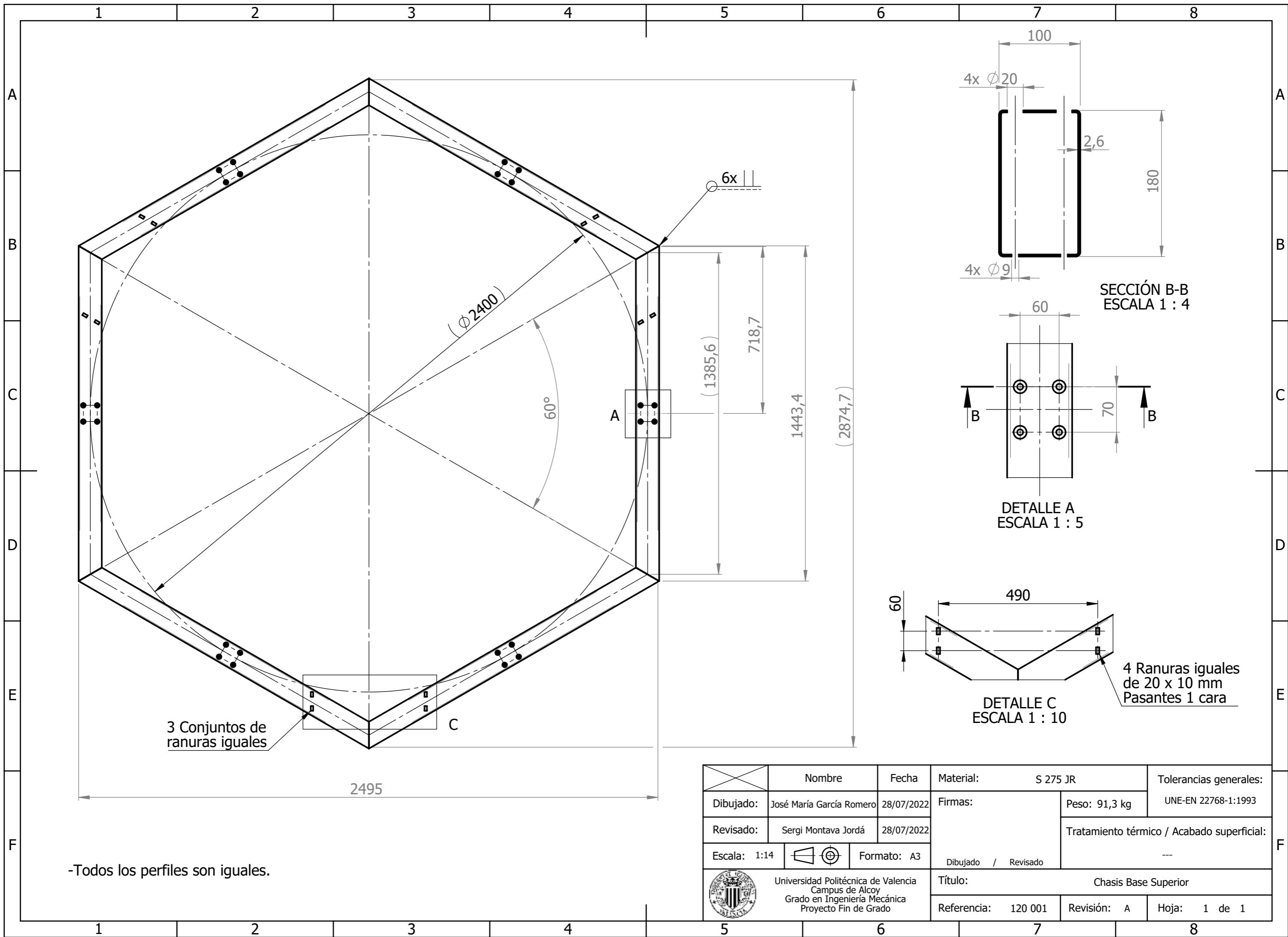
	Nombre	Fecha	Material: ---	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado		Peso: 374 kg
Escala: 1:20		Formato: A3	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---	
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: CONJUNTO BASE SUPERIOR	
Referencia: 120 000		Revisión: A	Hoja: 4 de 5	

Vista inferior



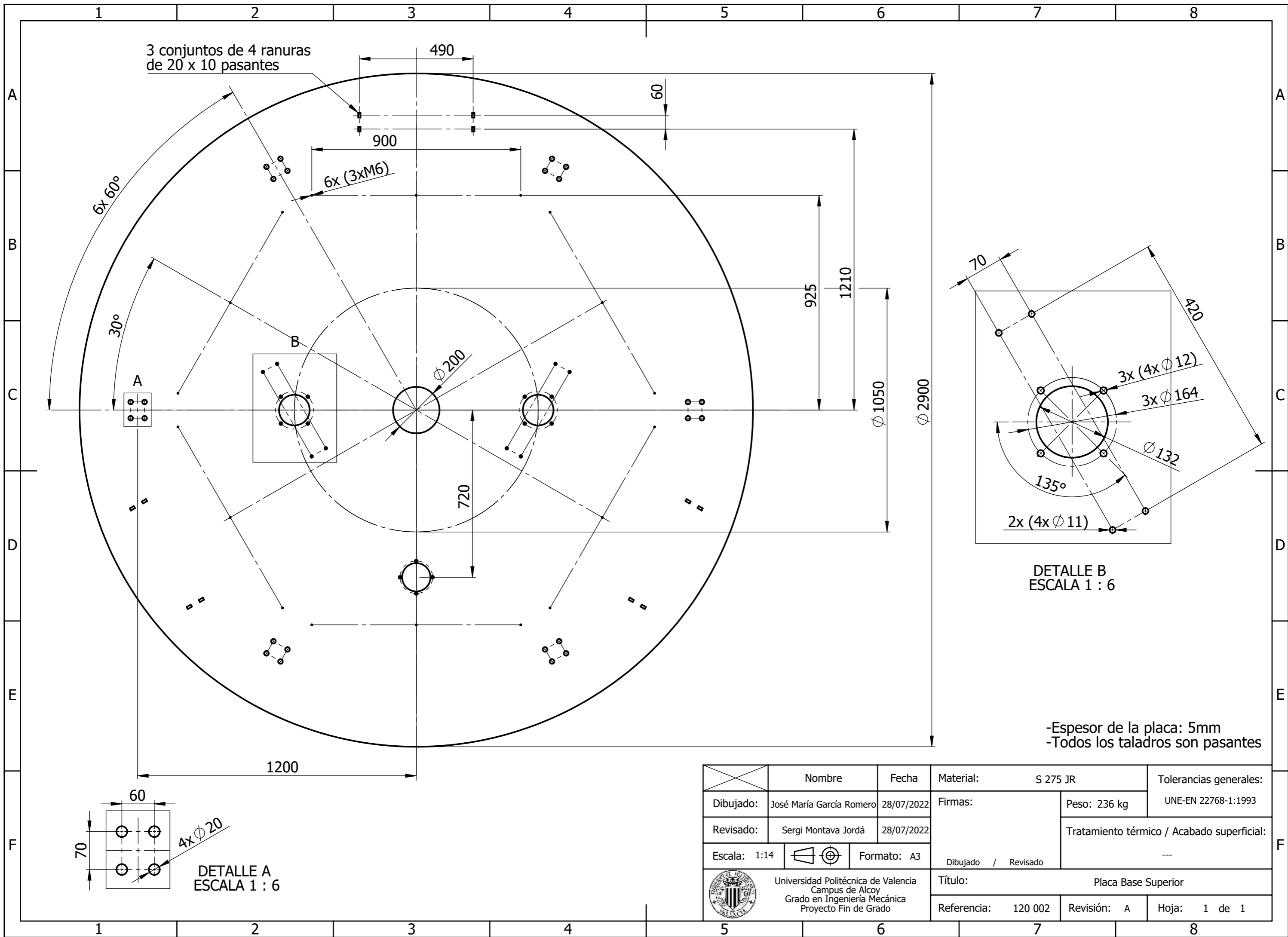
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5

	Nombre	Fecha	Material: ---	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Peso: 374 kg
				Tratamiento térmico / Acabado superficial:
				---
Escala: 1:20		Formato: A3	Dibujado / Revisado	
	Título: CONJUNTO BASE SUPERIOR			
	Referencia: 120 000	Revisión: A	Hoja: 5 de 5	



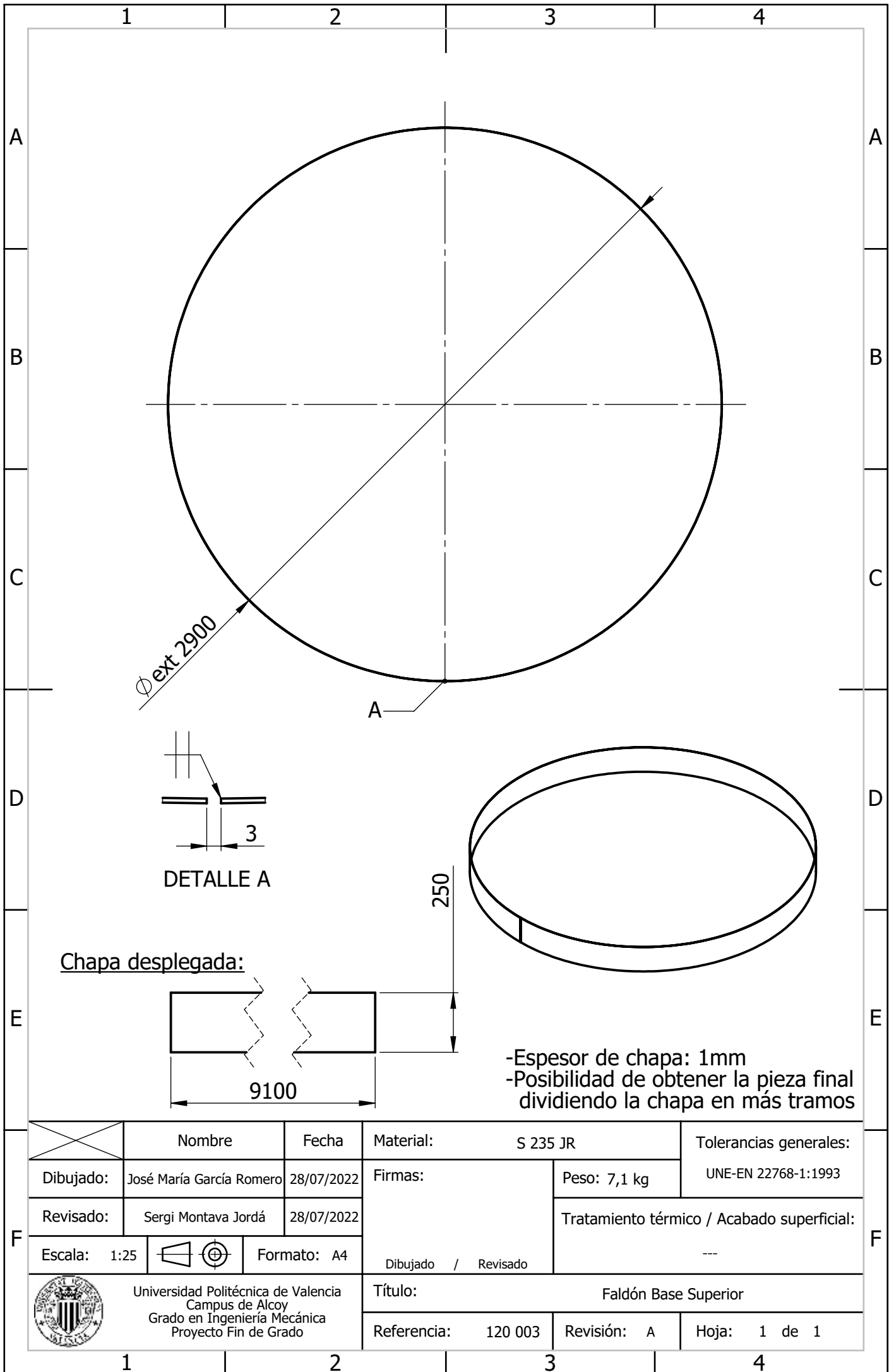
	Nombre	Fecha	Material: S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 91,3 kg
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala: 1:14	Formato: A3		---
	Título: Chasis Base Superior			
	Referencia: 120 001	Revisión: A	Hoja: 1 de 1	

Universidad Politécnica de Valencia  
 Campus de Alcoy  
 Grado en Ingeniería Mecánica  
 Proyecto Fin de Grado

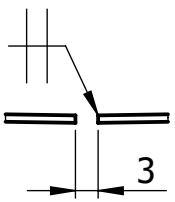


	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 236 kg	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala: 1:14		Formato: A3	---	
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado				Título: Placa Base Superior
	Referencia: 120 002	Revisión: A	Hoja: 1 de 1		





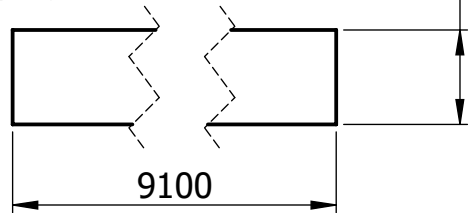
$\phi_{ext} 2900$




DETALLE A

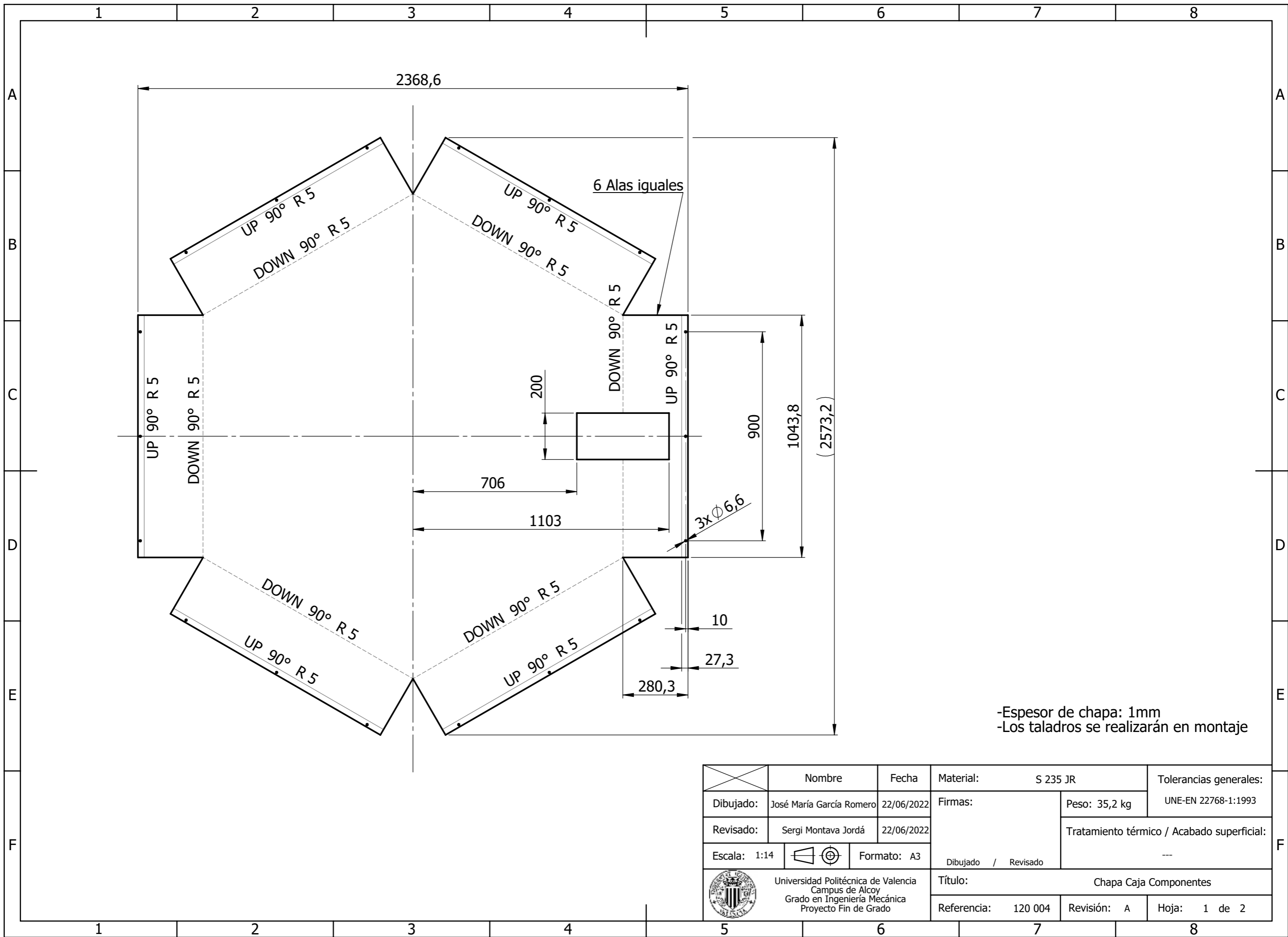
250

Chapa desplegada:



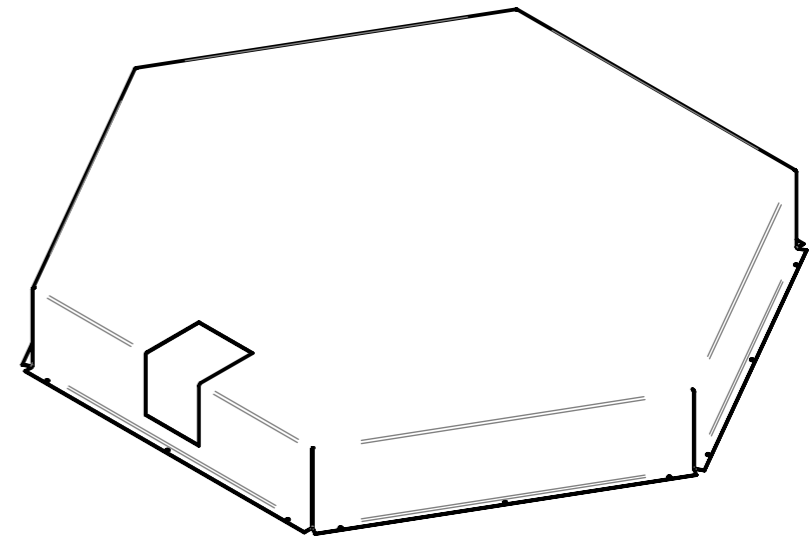
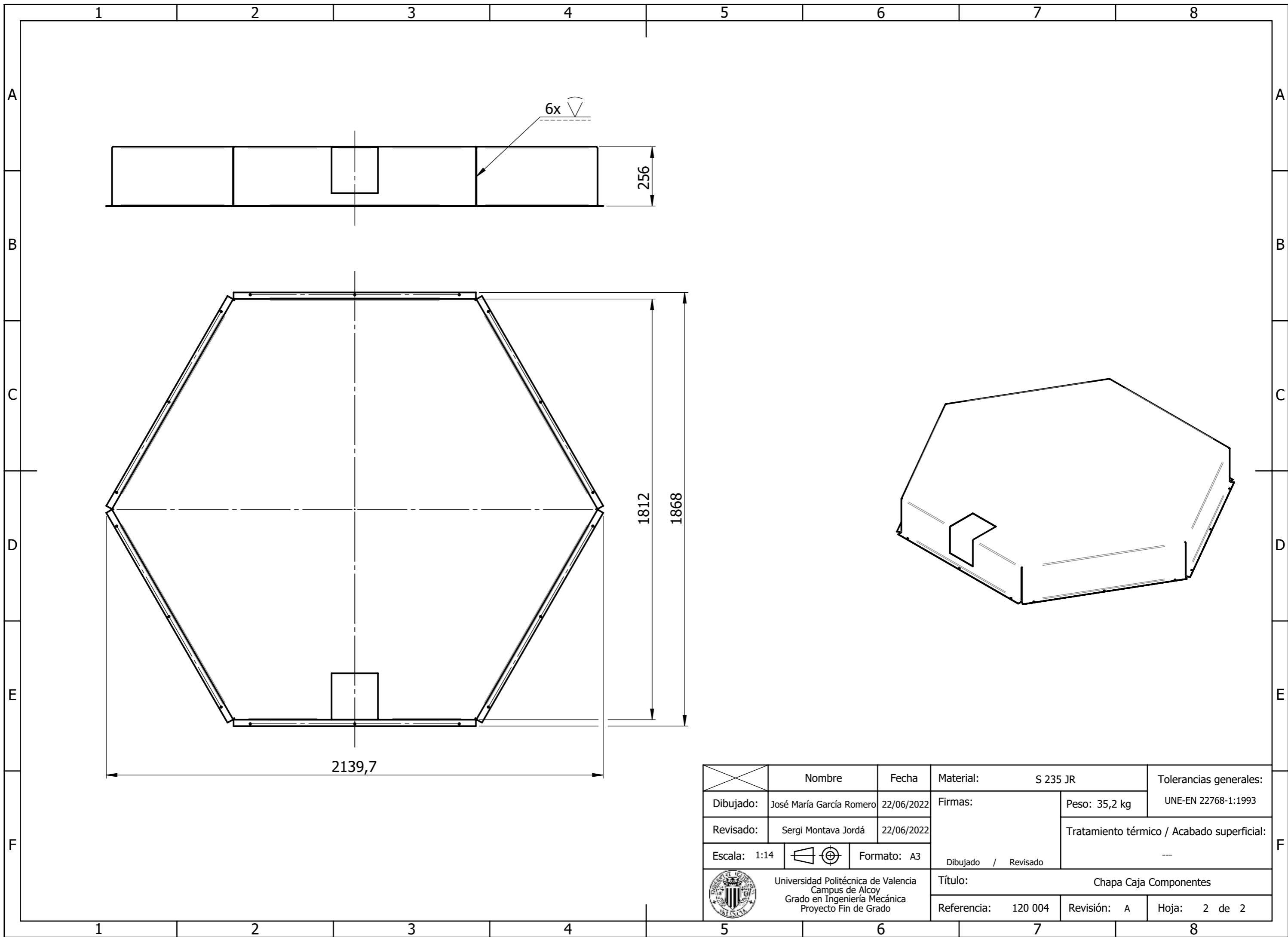
-Espesor de chapa: 1mm  
 -Posibilidad de obtener la pieza final dividiendo la chapa en más tramos

F	Nombre	Fecha	Material:	S 235 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 7,1 kg
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala:	1:25	Formato:	A4	---
 Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Faldón Base Superior		
Referencia:		120 003	Revisión:		A
Hoja:		1 de 1			

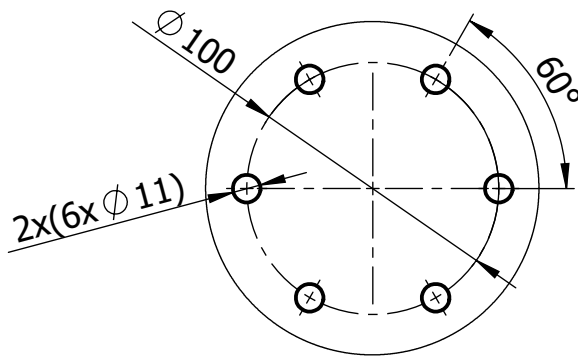
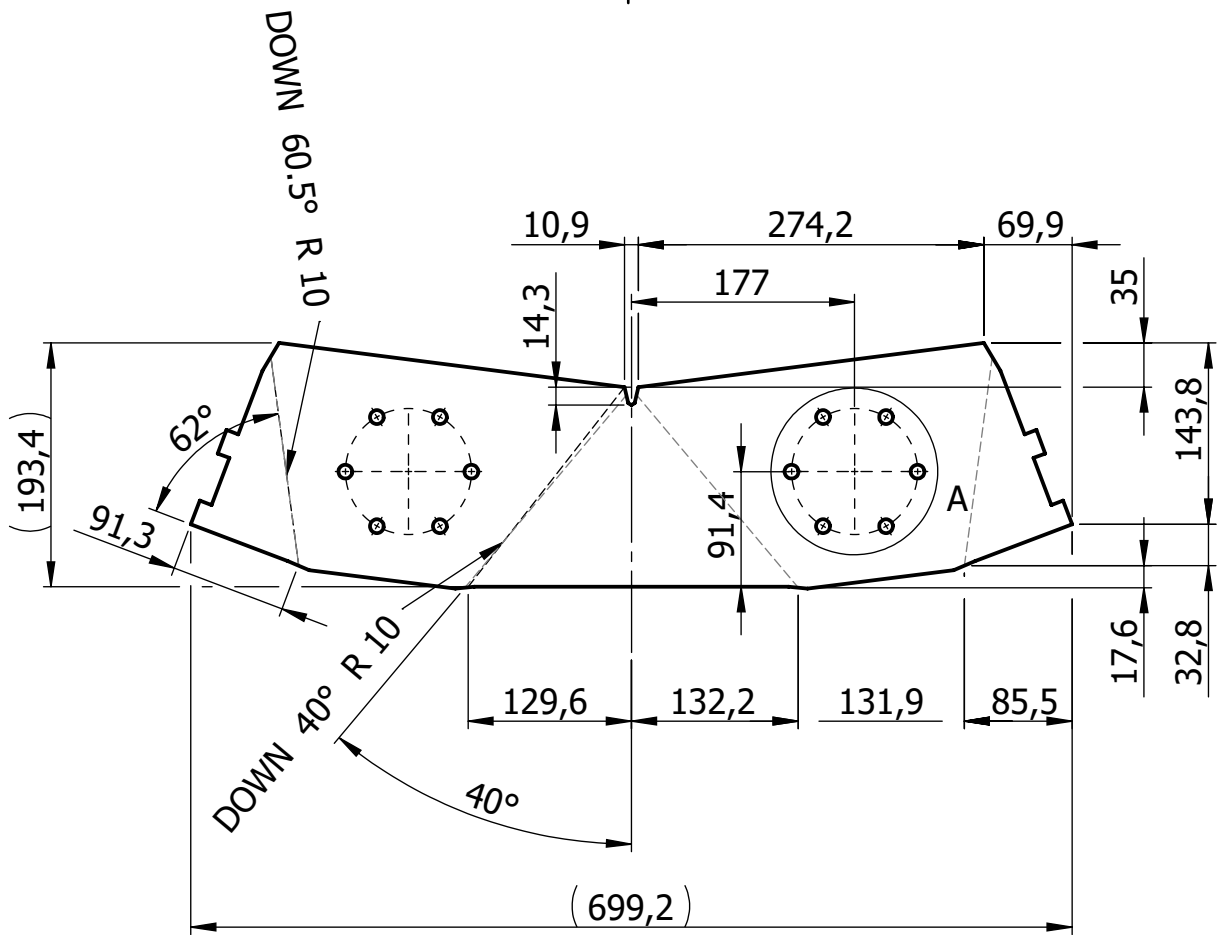


-Espesor de chapa: 1mm  
 -Los taladros se realizarán en montaje

	Nombre	Fecha	Material: S 235 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	22/06/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	22/06/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
				---
Escala: 1:14		Formato: A3	Dibujado / Revisado	
		Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado	Título: Chapa Caja Componentes	
			Referencia: 120 004	Revisión: A
				Hoja: 1 de 2




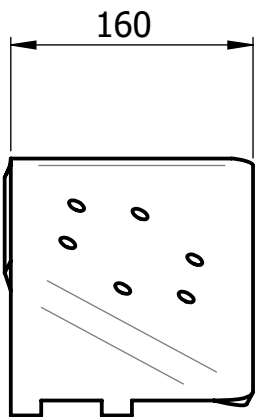
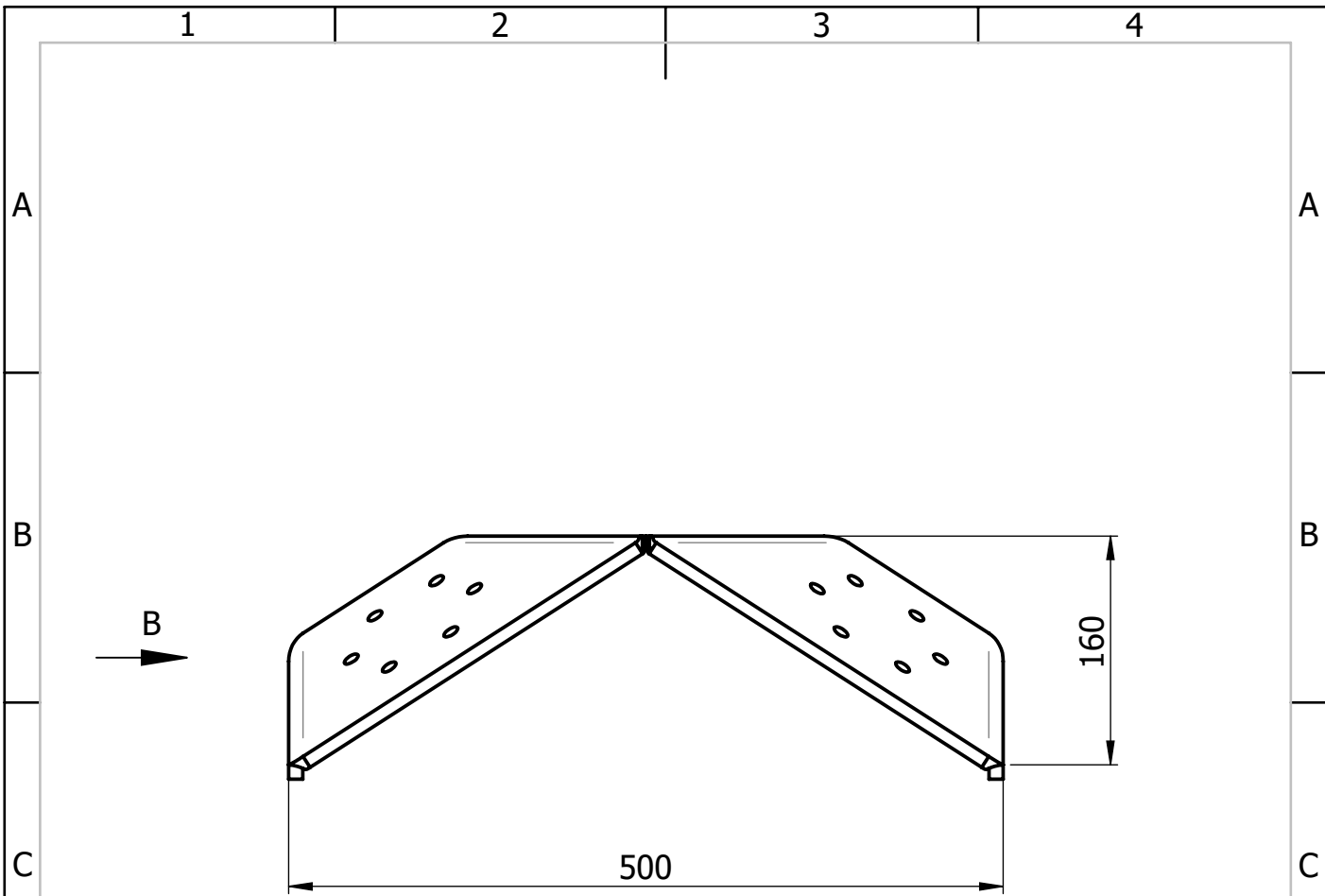
	Nombre	Fecha	Material: S 235 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	22/06/2022	Firmas:	Peso: 35,2 kg
	Revisado: Sergi Montava Jordá	22/06/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala: 1:14	Formato: A3		---
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Chapa Caja Componentes
	Referencia: 120 004	Revisión: A	Hoja: 2 de 2	



DETALLE A  
ESCALA 1 : 3

-Espesor de placa: 10mm

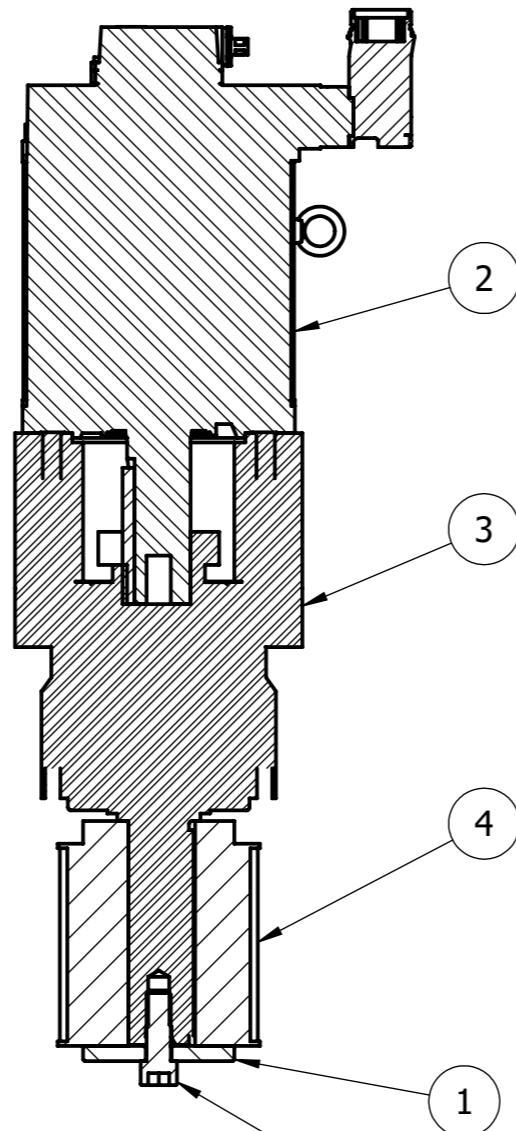
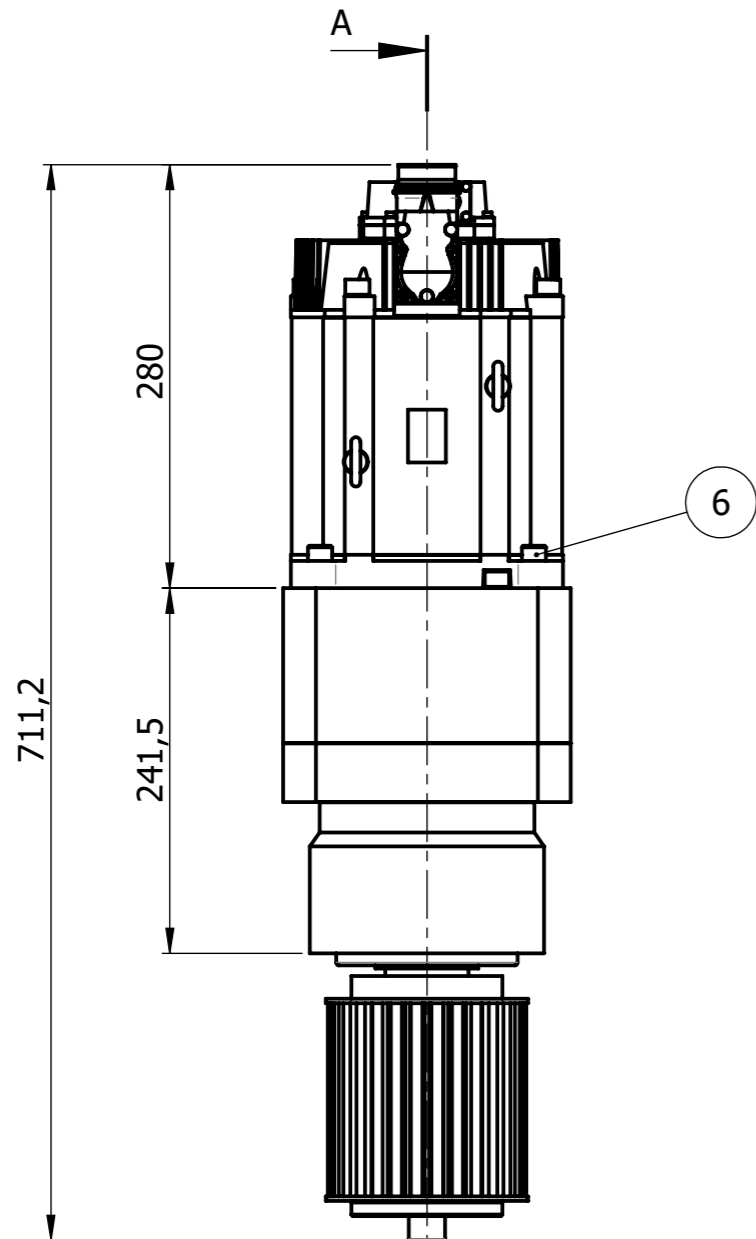
F	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado:	José María García Romero	22/06/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	22/06/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala:	1:6	Formato:	A4	---
 Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Anclaje Actuadores		
Referencia:		120 005	Revisión:		A
Hoja:			1 de 2		



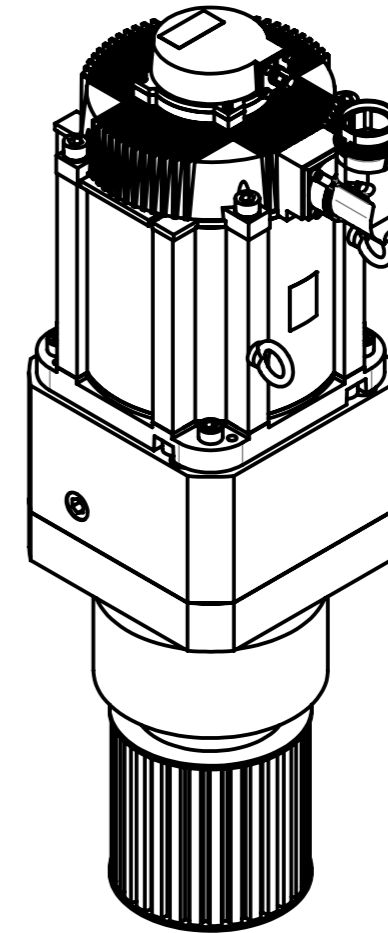
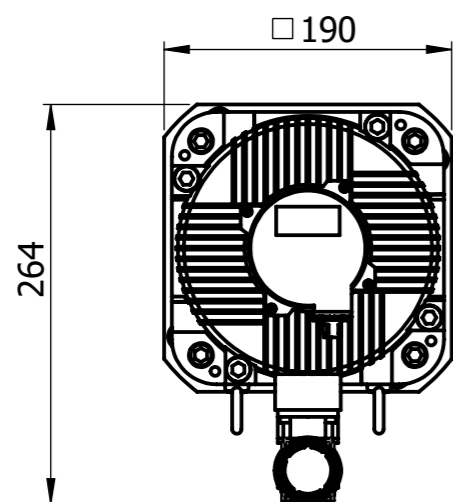
VISTA B  
ESCALA 1 : 5

-Repasar las esquinas de los doblados para que el apoyo de las dos alas sea horizontal.

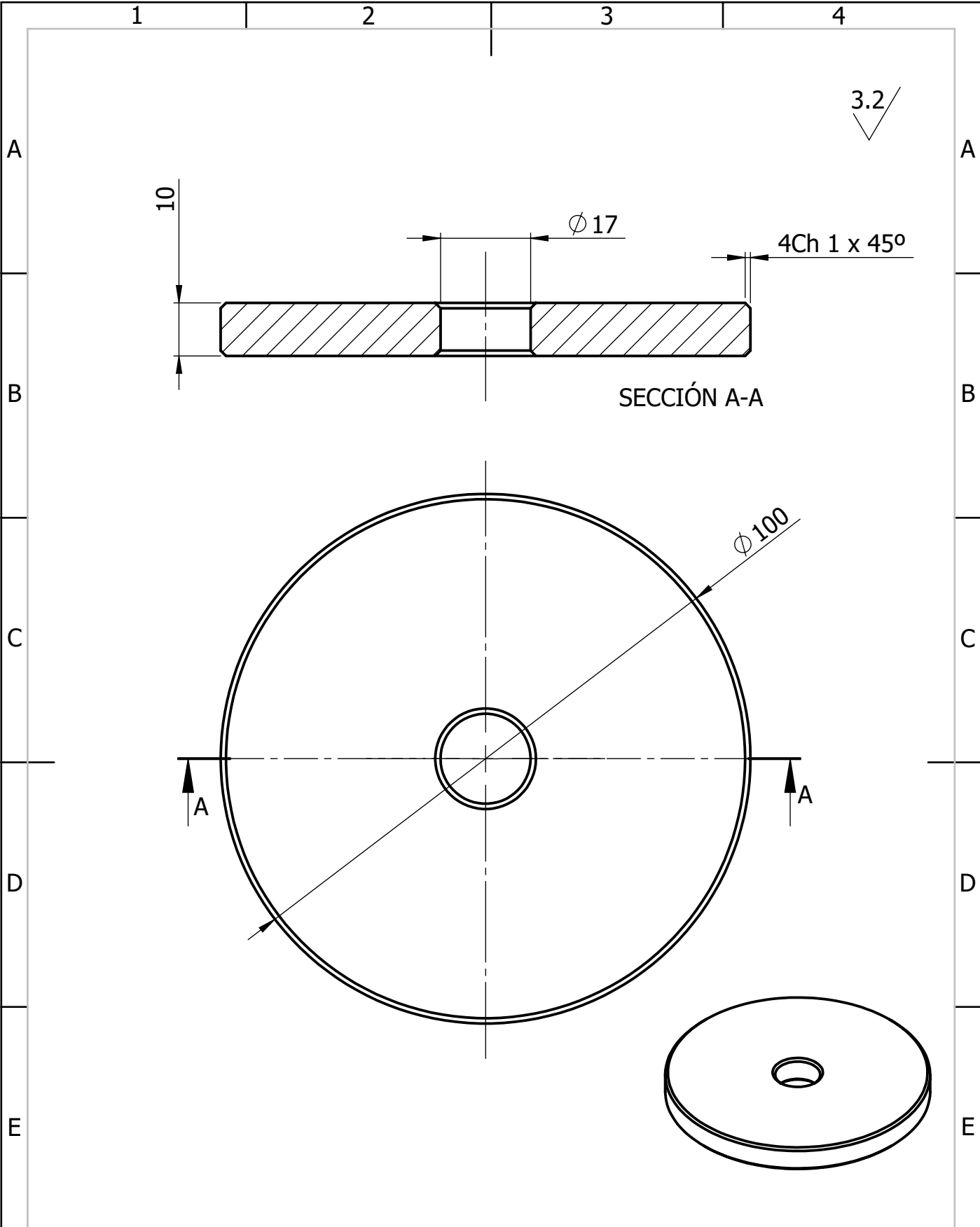
X	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales:
Dibujado:	José María García Romero	22/06/2022	Firmas:	Peso: 8,2 kg	UNE-EN 22768-1:1993
Revisado:	Sergi Montava Jordá	22/06/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:	
Escala: 1:5		Formato: A4		---	
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: Anclaje Actuadores		
	Referencia:	120 005	Revisión:	A	Hoja: 2 de 2



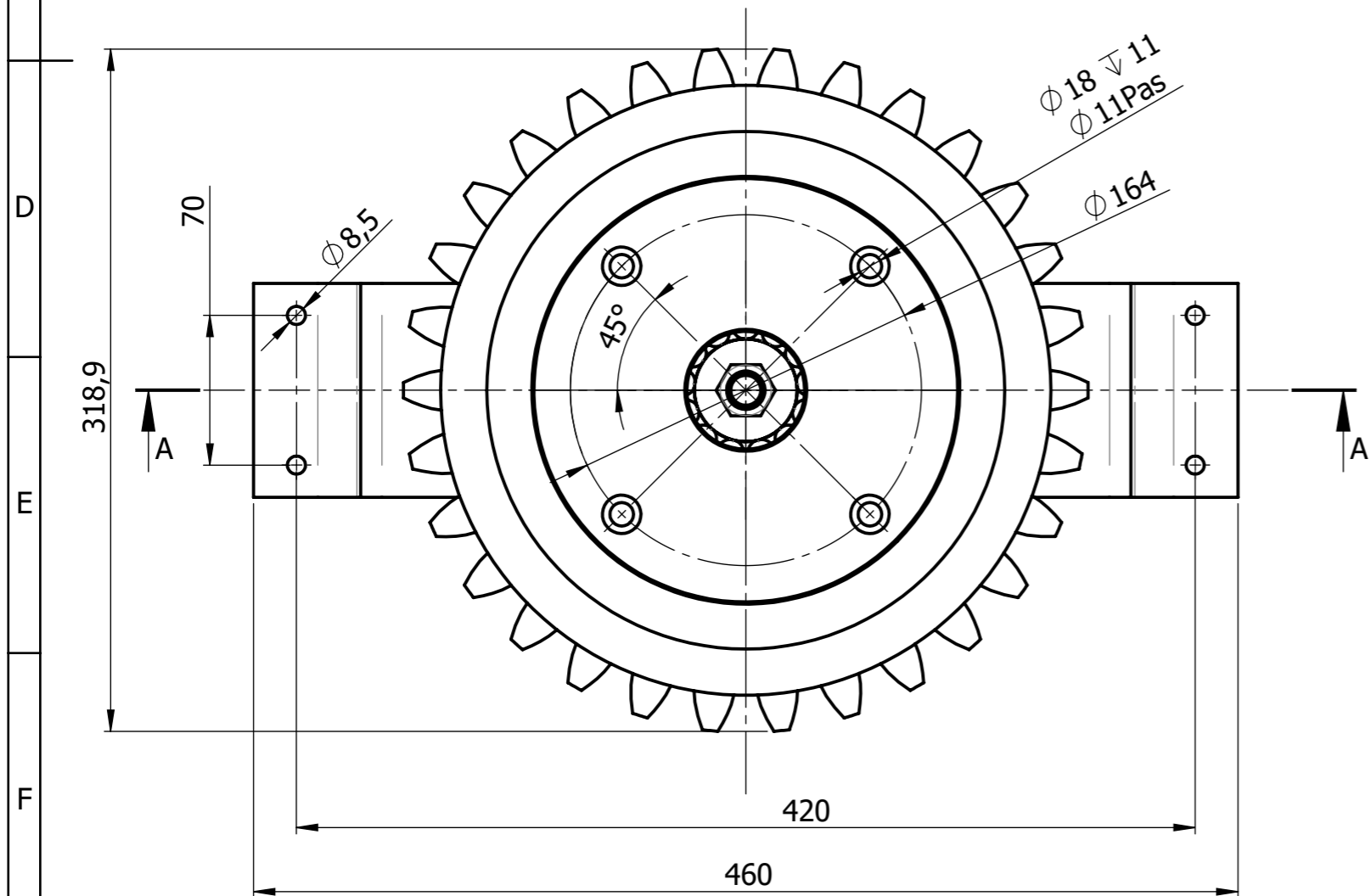
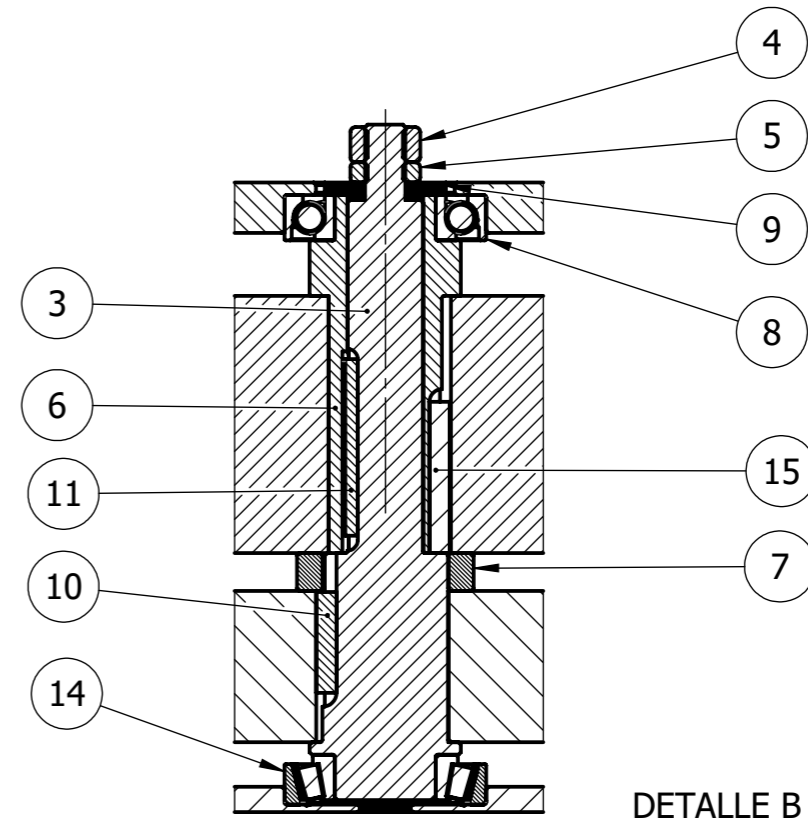
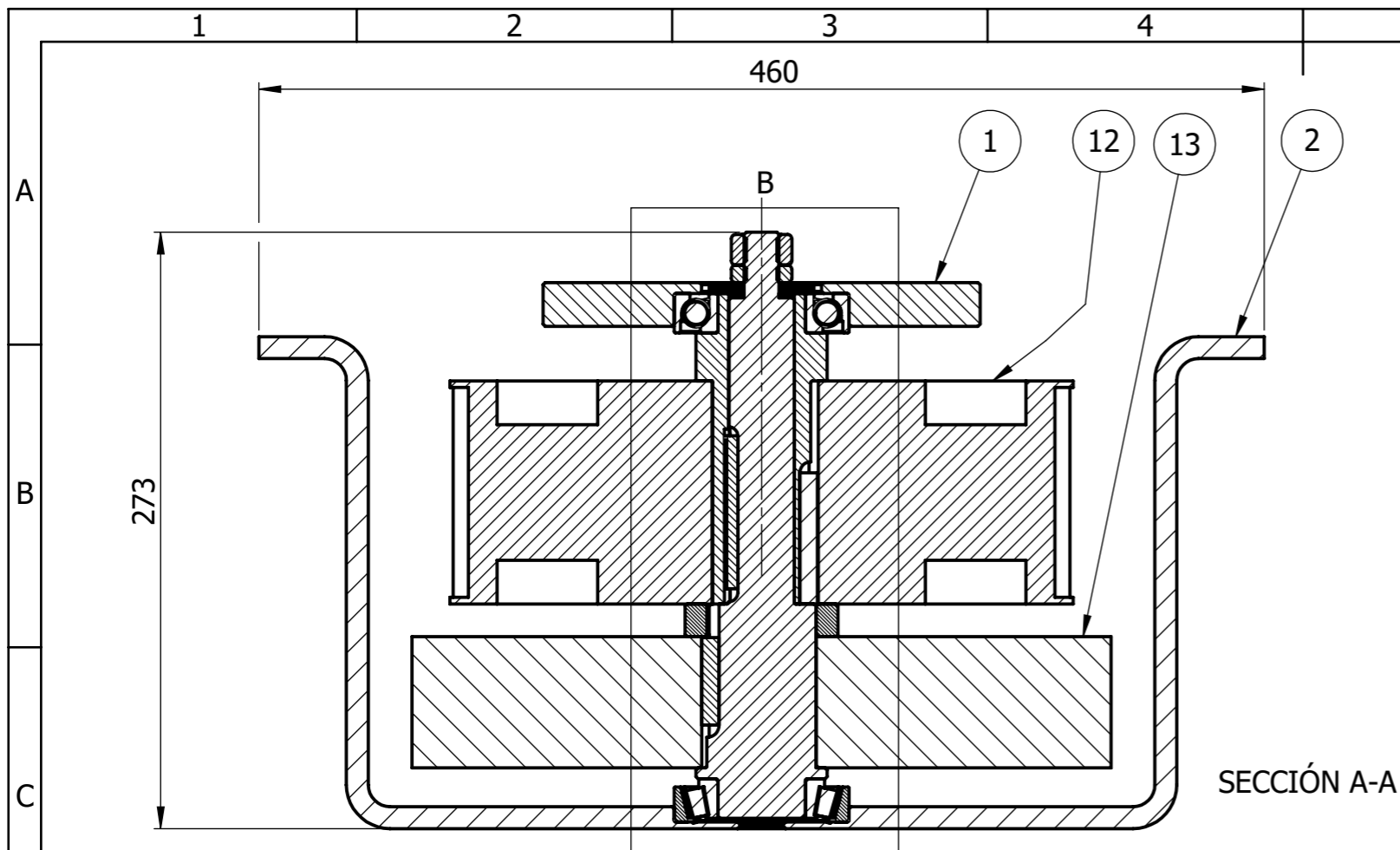
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5



6	Tornillo M10x30 DIN 912	Tornillo Fijación Motor-Reductor	4
5	Tornillo M16x45mm	Tornillo Fijación Polea	1
4	OPTIBELT 30-14M-40	Polea Optibelt con DIN 6885	1
3	PLPE155-010-SSSA3AH-Y42_113_114.3_200_B5_M16	Reductor planetario NEUGART	1
2	SGM7G_75DxF6F	Motor YASKAWA	1
1	121 002	Fijador Piñón Motor	1
MARCA	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
Dibujado: José María García Romero 28/07/2022		Material: ---	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
Revisado: Sergi Montava Jordá 28/07/2022		Firmas:	Peso: 3,4 kg
Escala: 1:2		Formato: A3	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: CONJUNTO MOTOR GIRO BASE	
		Referencia: 121 000	Revisión: A Hoja: 1 de 1



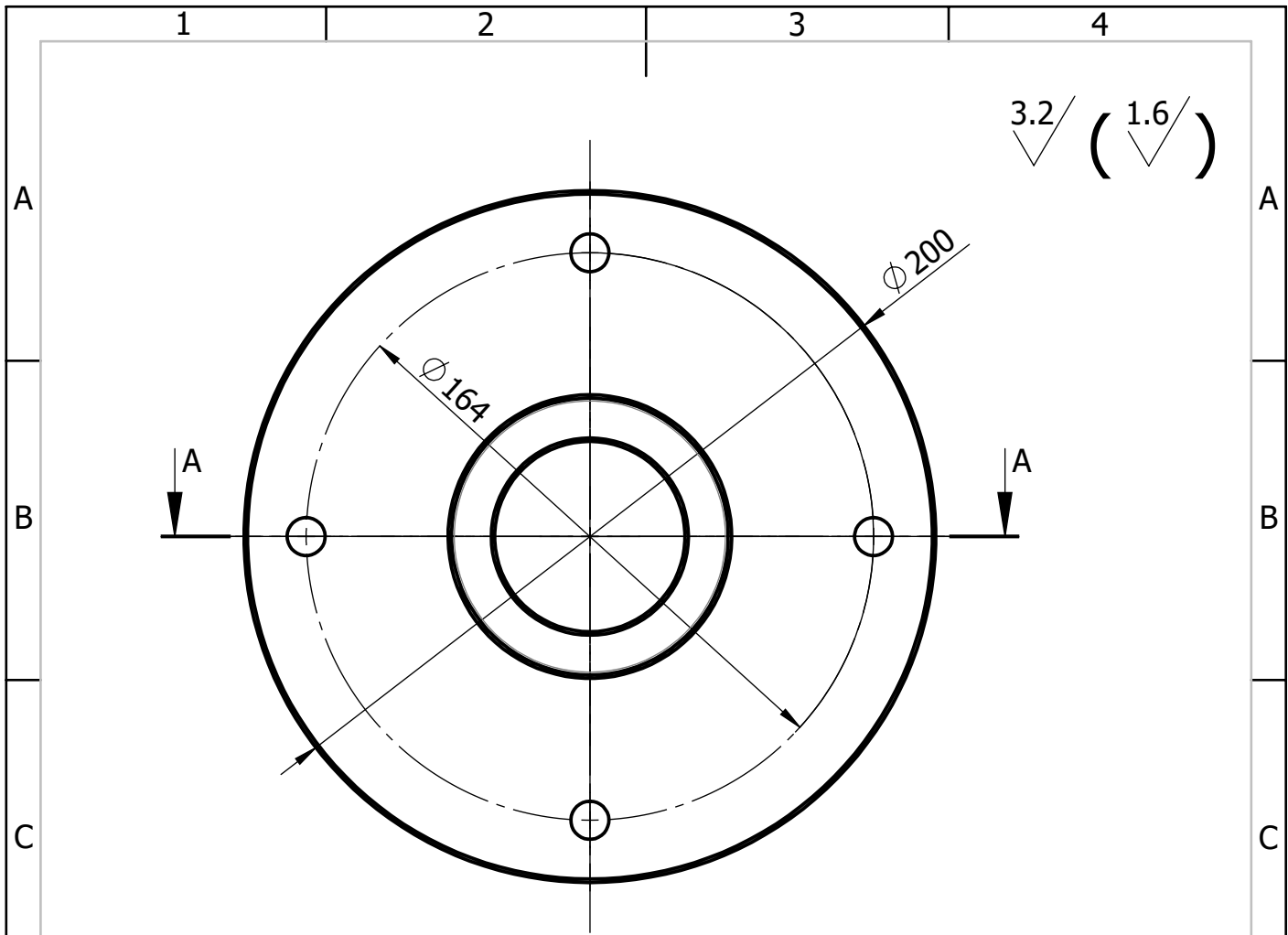
F	Nombre		Fecha	Material: CK 45	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
	Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 0,11 kg
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---	
	Escala: 1:1		Formato: A4	Dibujado / Revisado	
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Fijador Piñón Motor	
			Referencia: 121 002	Revisión: A	Hoja: 1 de 1



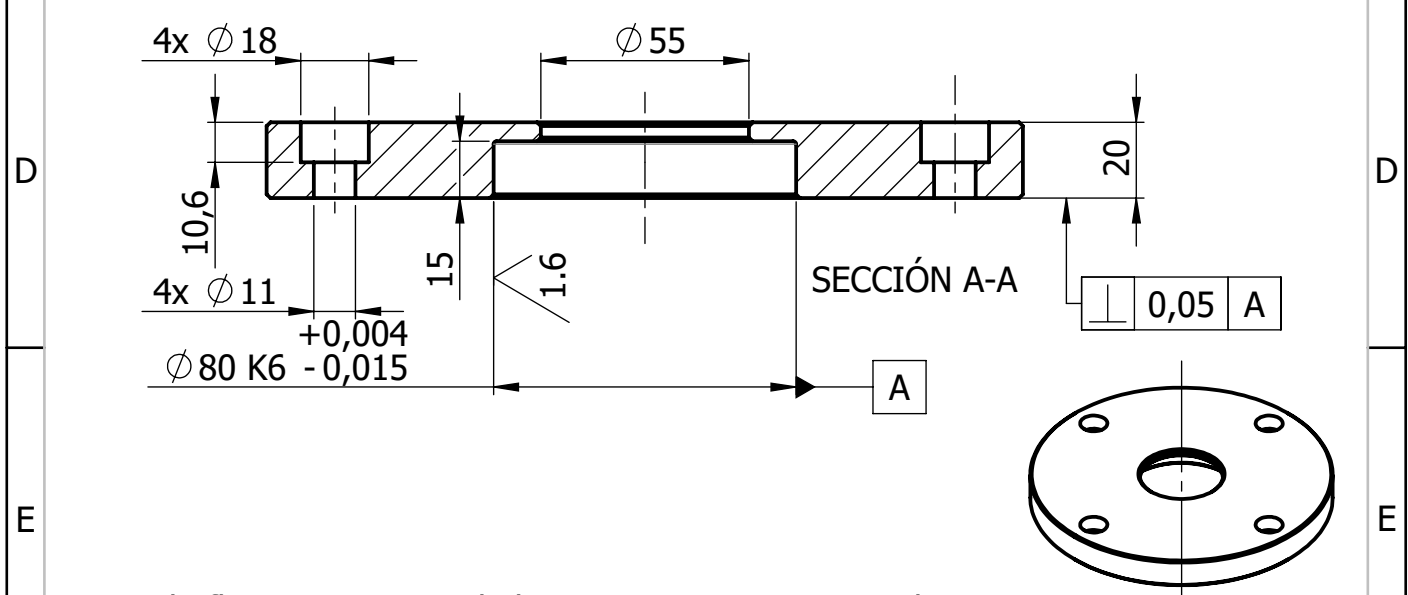
15	Chaveta 5x5x20 DIN 6885 B	Chaveta Engranaje	1
14	SKF_30208	Rodamiento Bolas Angular	1
13	Engranaje m10x60 DIN 6885	Engranaje Eje Intermedio	1
12	Polea Optibelt 64-14M-40	Polea Eje Intermedio	1
11	Chaveta 8x5x70 DIN 6885 B	Chaveta Casquillo	1
10	Chaveta 12x8x40 DIN 6885 B	Chaveta Engranaje	1
9	Arandela M18 DIN 125 A	Arandela Fijación Superior Eje	1
8	SKF_7208_ACCBM	Rodamiento de rodillos	1
7	122 004	Casquillo Separador	1
6	122 003	Casquillo Separador	1
5	Tuerca M16 DIN 439	Tuerca Fijación Engranaje	1
4	Tuerca M16 DIN 934	Tuerca Fijación Engranaje	1
3	122 002	Eje Accionamiento Giro Base	1
2	122 005	Soporte Giro Base	1
1	122 001	Brida Sujeción Base Superior	1

MARCA	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
	Nombre	Fecha	Material: ---
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas: ---
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Peso: 14,3 kg
Escala: 1:3	Formato: A3	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado	Título: CONJUNTO ACCIONAMIENTO GIRO BASE	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
	Referencia: 122 000	Revisión: A	Hoja: 1 de 1



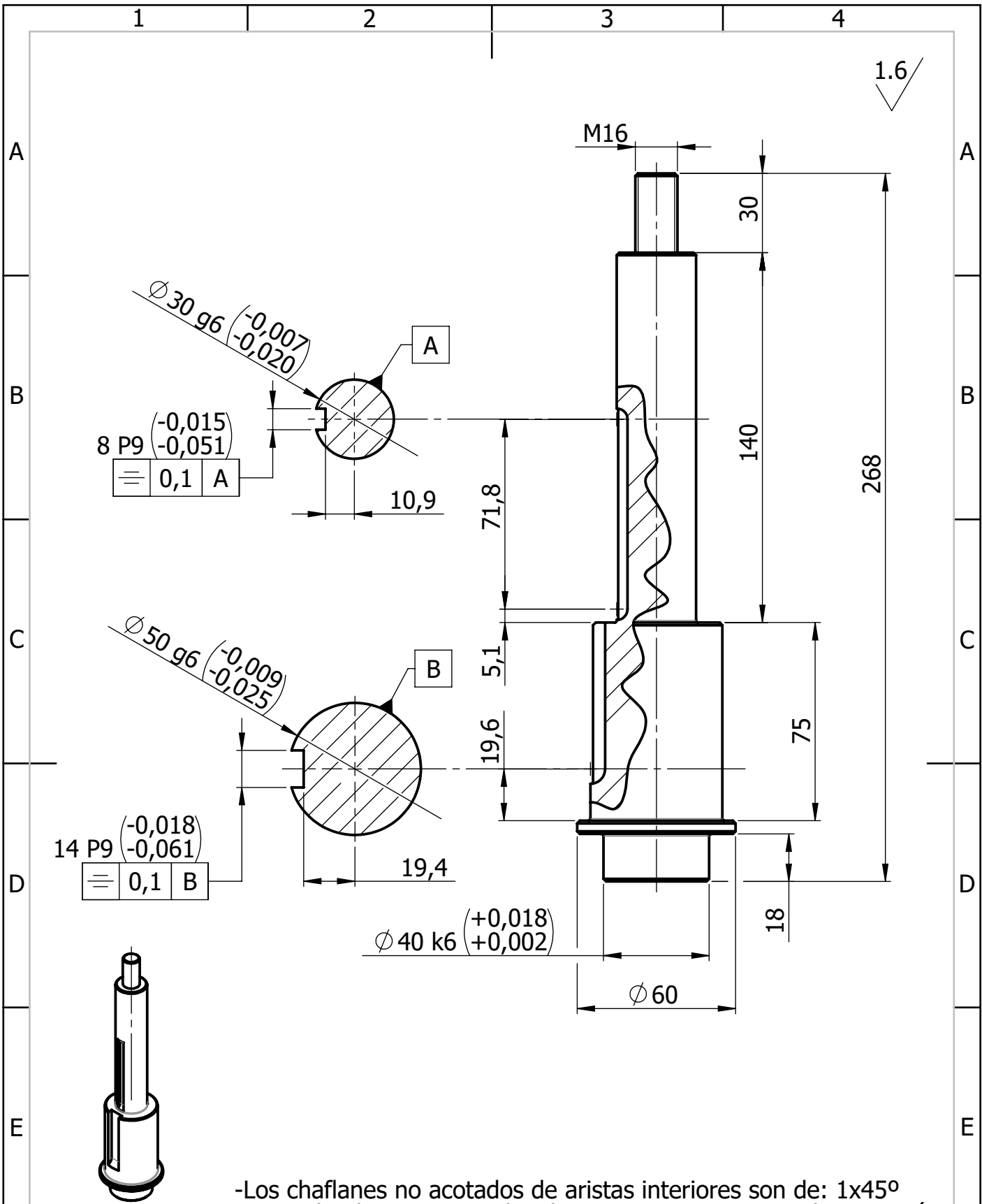


3.2 / ( 1.6 / )



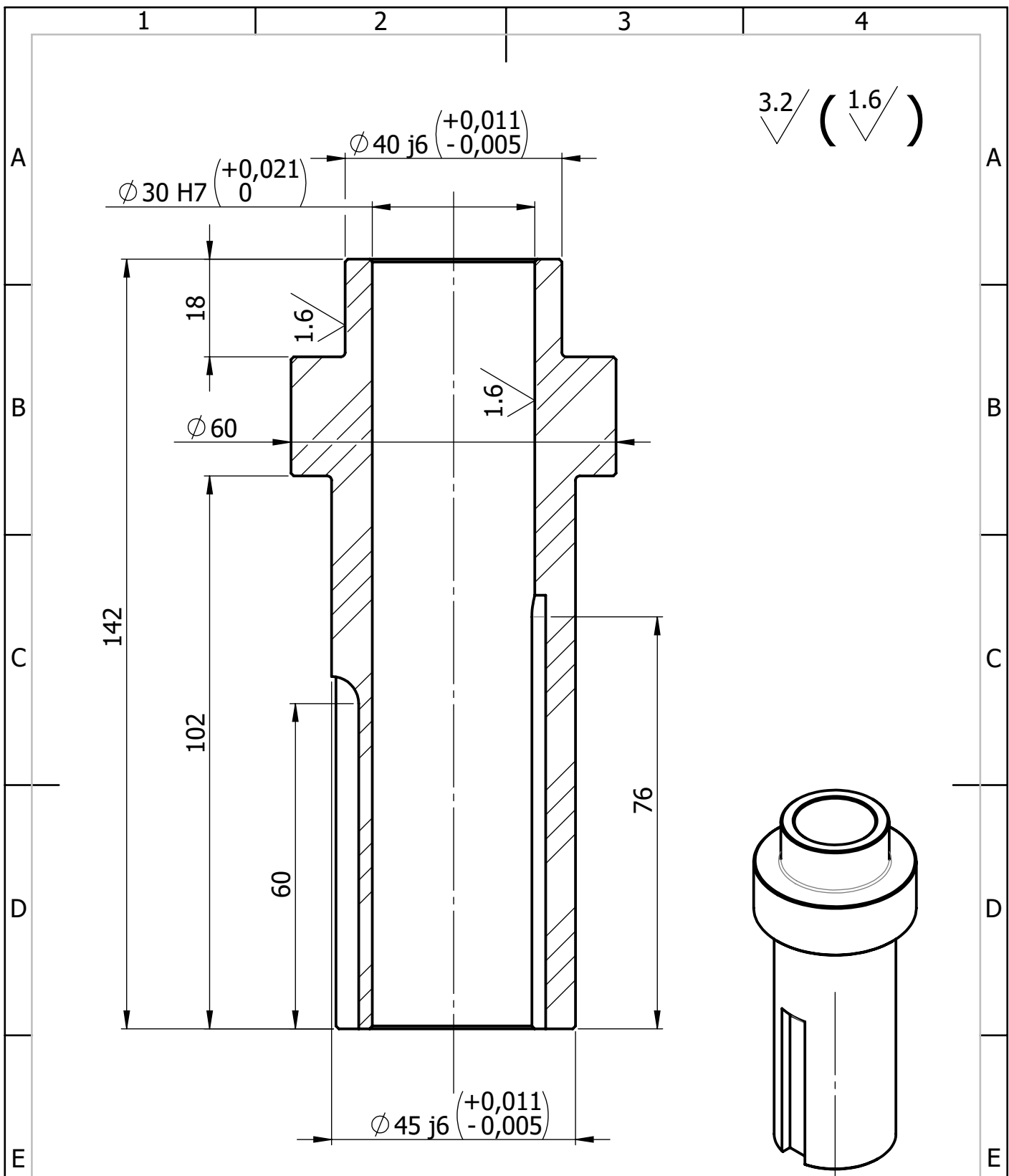
-Los chaflanes sin acotar de las aristas exteriores son de: 1x45°  
 -Los redondeos sin acotar de las aristas interiores son de: R0,3Máx

Nombre		Fecha	Material: Ck 45	Tolerancias generales:
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 4,48 kg
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Tratamiento térmico / Acabado superficial:	
Escala: 1:2		Formato: A4	Dibujado / Revisado	---
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Brida Sujeción Base Superior	
Referencia: 122 001		Revisión: A	Hoja: 1 de 1	



-Los chaflanes no acotados de aristas interiores son de: 1x45°  
 -Los redondeos no acotados de aristas interiores son de: R0,3Máx

Nombre		Fecha	Material: 30 CrNiMo 8	Tolerancias generales:
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 0,5 kg
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Tratamiento térmico / Acabado superficial:	
Escala: 1:2		Formato: A4	Bonificado 1200°C-1400°C	
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Eje Accionamiento Giro Base	
Referencia: 122 002		Revisión: A	Hoja: 1 de 1	



- Chaveteros según norma DIN 6885
- Los chaflanes sin acotar de aristas exteriores son de: 1x45°
- Los redondeos sin acotar de aristas interiores son de: R0,3Máx

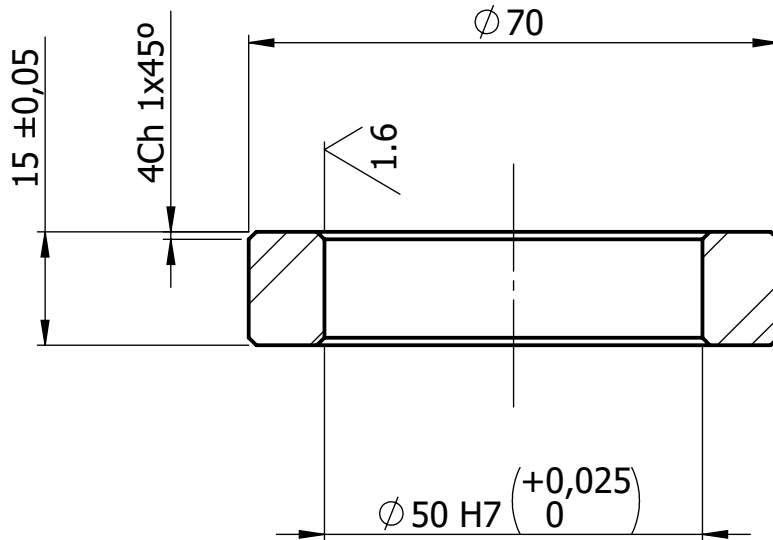
F	Nombre	Fecha	Material: CK 45	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 0,13 kg
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
	Escala: 1:1		Formato: A4	Dibujado / Revisado
F			Título: Casquillo Separador Acc. Giro Base	
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado	Referencia: 122 003	Revisión: A	Hoja: 1 de 1

1

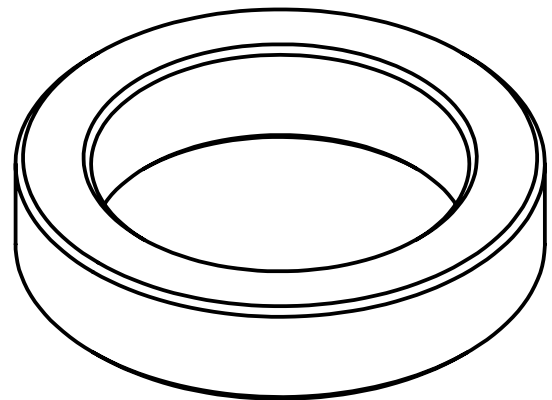
2

3

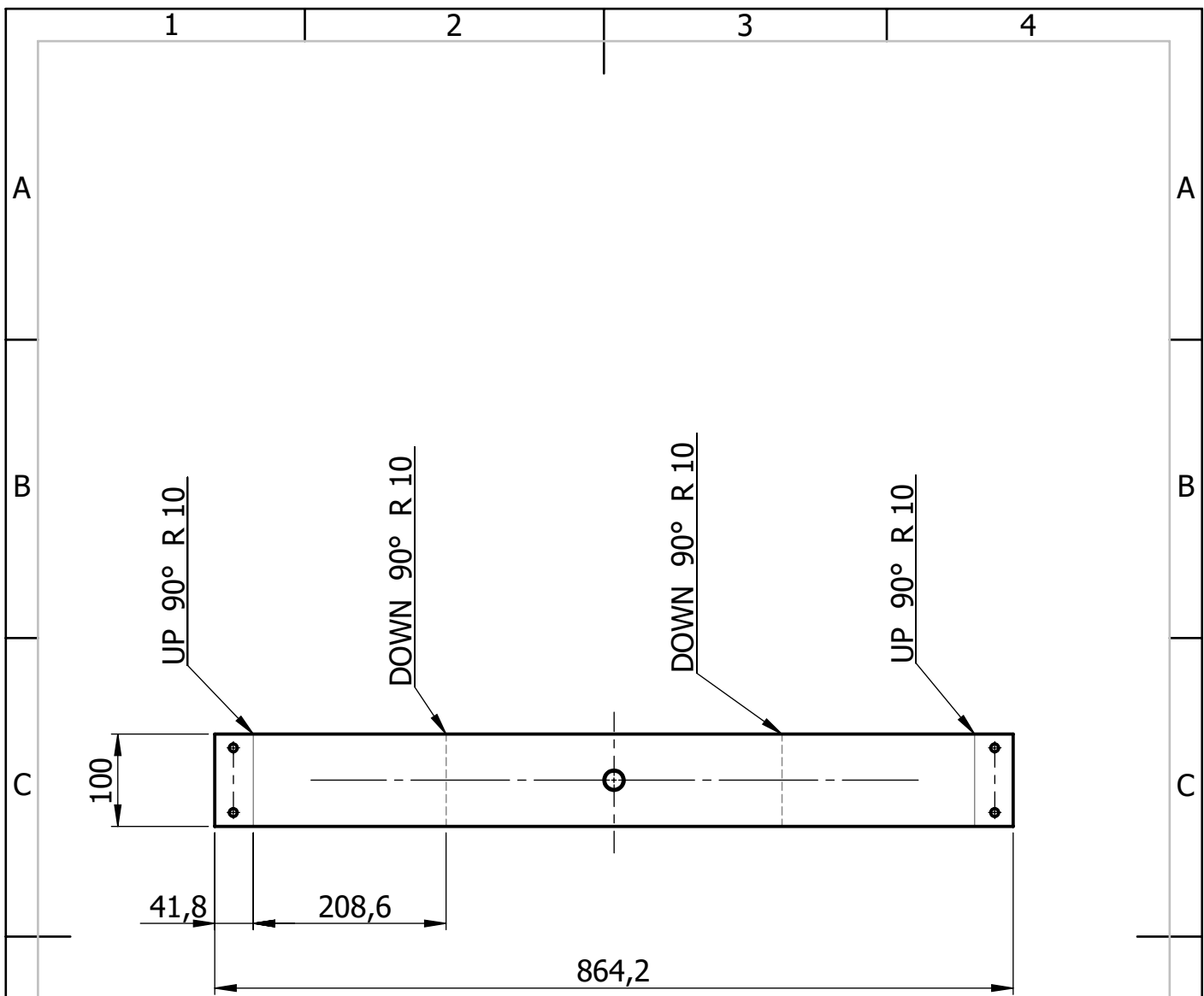
4



✓ (✓<sup>1.6</sup>)



F		Nombre	Fecha	Material: CK 45	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993	
	Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:		Peso: 0,035 kg
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:	
	Escala: 2:1		Formato: A4		---	
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado				Título: Casquillo Separador Piñón Accionamiento Giro Base		
Referencia: 122 004		Revisión: A		Hoja: 1 de 1		



ESCALA 1:7

-Espesor de la placa: 10mm

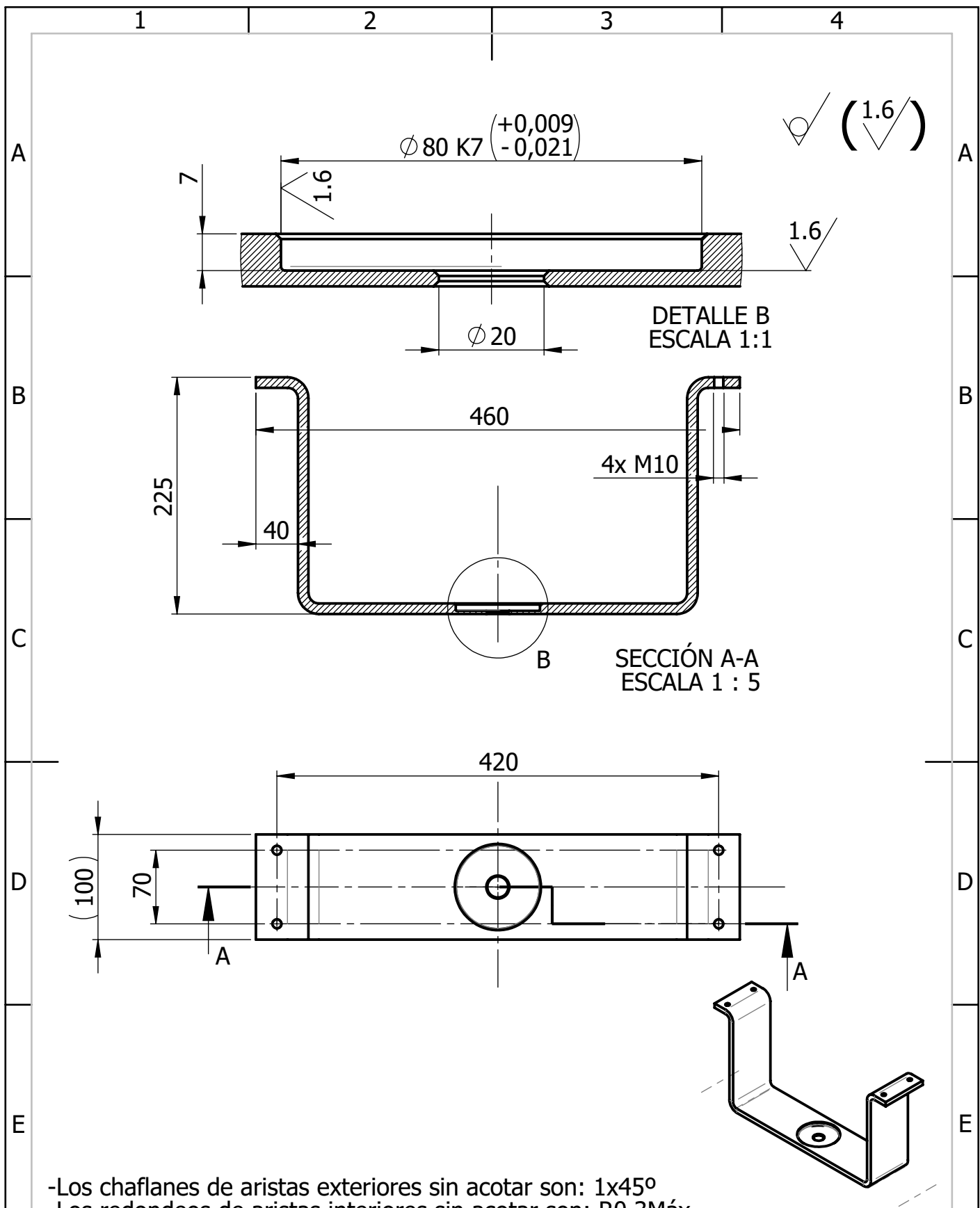
F	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala:	1:5		Formato: A4	---
			Título: Soporte Accionamiento Giro Base		
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Referencia:	122 005	Revisión: A
			Hoja:	1 de 2	

1

2

3

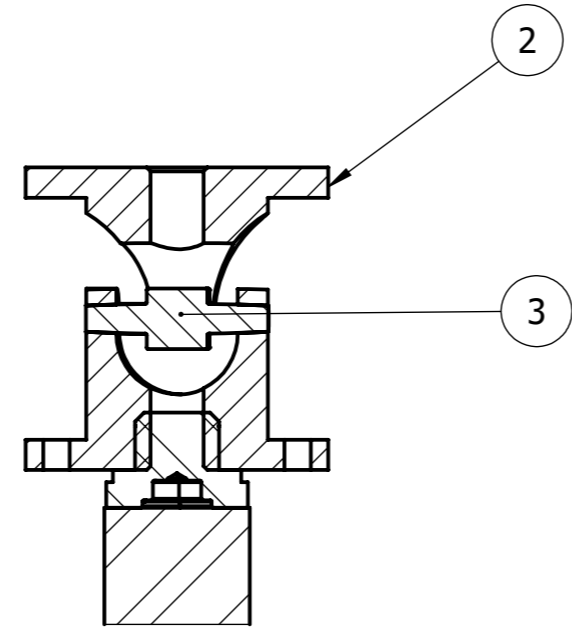
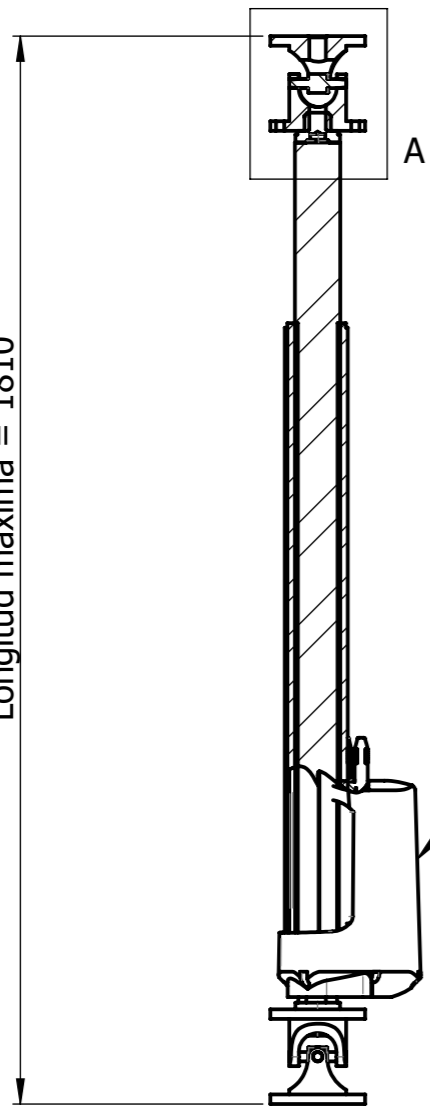
4



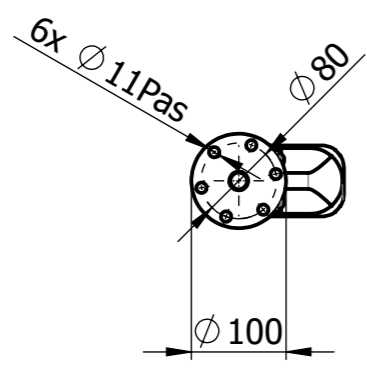
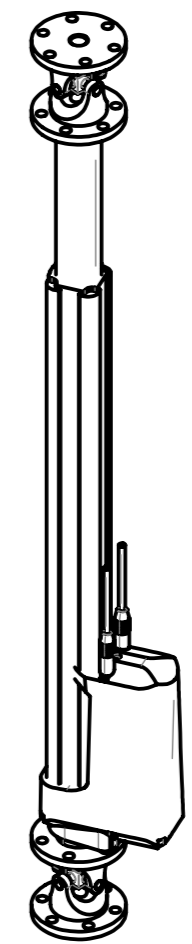
-Los chaflanes de aristas exteriores sin acotar son:  $1 \times 45^\circ$   
 -Los redondeos de aristas interiores sin acotar son:  $R0,3\text{Máx}$

		Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales:	
		Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 4,7 kg	UNE-EN 22768-1:1993
F		Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Tratamiento térmico / Acabado superficial:		
		Escala: 1:5			Formato: A4	---	
		Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Soporte Accionamiento Giro Base		
		Referencia:	122 005	Revisión:	A	Hoja:	2 de 2

Longitud mínima = 1129,6  
 Longitud máxima = 1810



DETALLE A  
 ESCALA 2 : 5

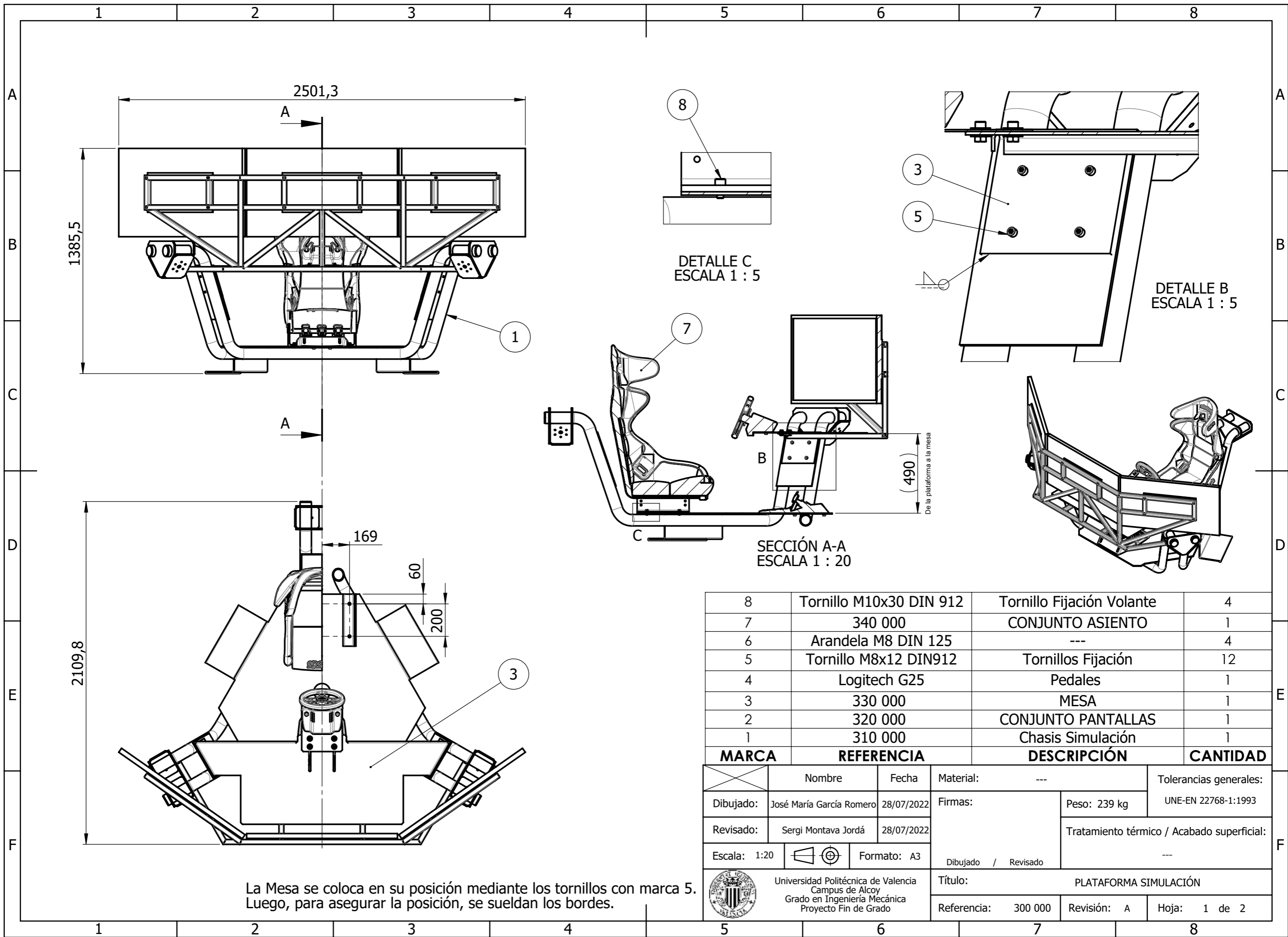


-Los elementos comerciales están representados de manera simplificada respetando las medidas máximas y las posiciones de los anclajes  
 -Los cardan, aunque están representados de manera dividida, se compran montados en parejas

MARCA	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
	3	11 058 100 Transmil Cruzeta Cardan	2
	2	07 058 100 Transmil Cardan	4
	1	LA362600Magnet Actuador Lineal LINAK	1
Nombre		Fecha	Material: S 275 JR
Dibujado: José María García Romero		28/07/2022	Firmas: Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
Revisado: Sergi Montava Jordá		28/07/2022	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
Escala: 1:8	Formato: A3	Dibujado / Revisado	
Título: ACTUADOR LINEAL + CARDANS		Referencia: 200 000	Revisión: A Hoja: 1 de 1



Universitat Politècnica de València  
 Campus de Alcoy  
 Grado en Ingeniería Mecánica  
 Proyecto Fin de Grado

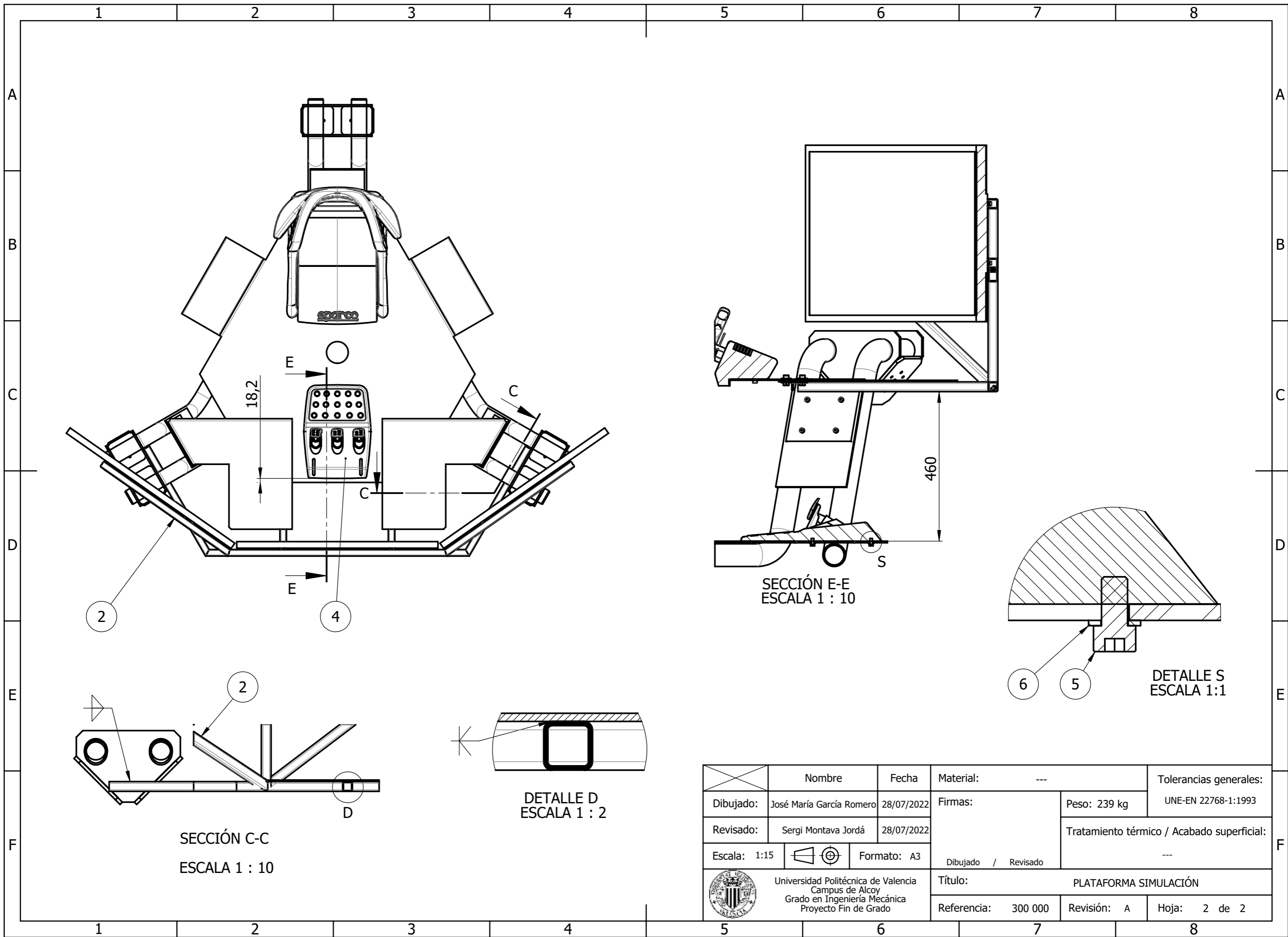


La Mesa se coloca en su posición mediante los tornillos con marca 5.  
Luego, para asegurar la posición, se sueldan los bordes.

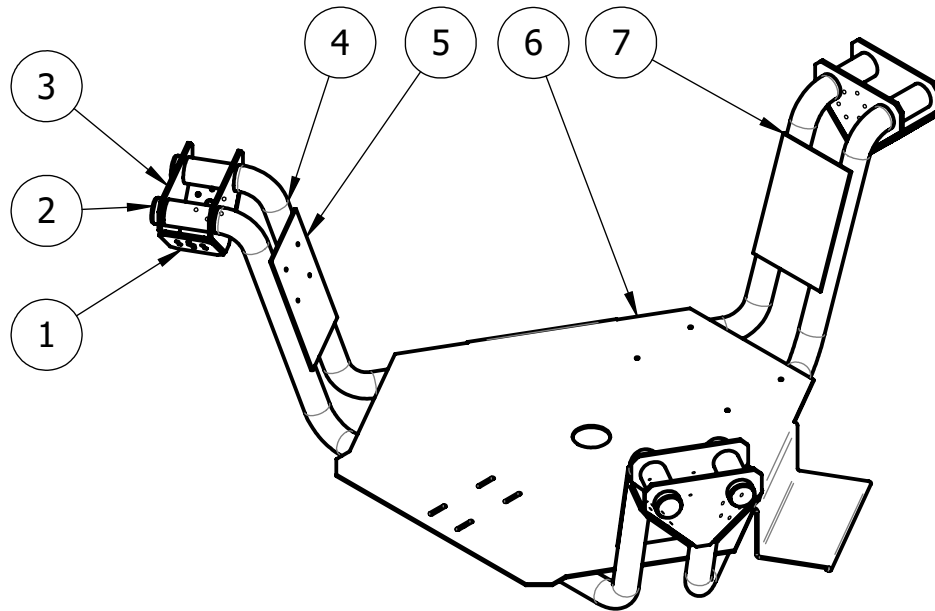
8	Tornillo M10x30 DIN 912	Tornillo Fijación Volante	4
7	340 000	CONJUNTO ASIENTO	1
6	Arandela M8 DIN 125	---	4
5	Tornillo M8x12 DIN912	Tornillos Fijación	12
4	Logitech G25	Pedales	1
3	330 000	MESA	1
2	320 000	CONJUNTO PANTALLAS	1
1	310 000	Chasis Simulación	1
MARCA	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD

Nombre		Fecha	Material: ---	Tolerancias generales:
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 239 kg
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Tratamiento térmico / Acabado superficial:	
Escala: 1:20		Formato: A3	Dibujado / Revisado	---
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: PLATAFORMA SIMULACIÓN	
Referencia:	300 000	Revisión:	A	Hoja: 1 de 2



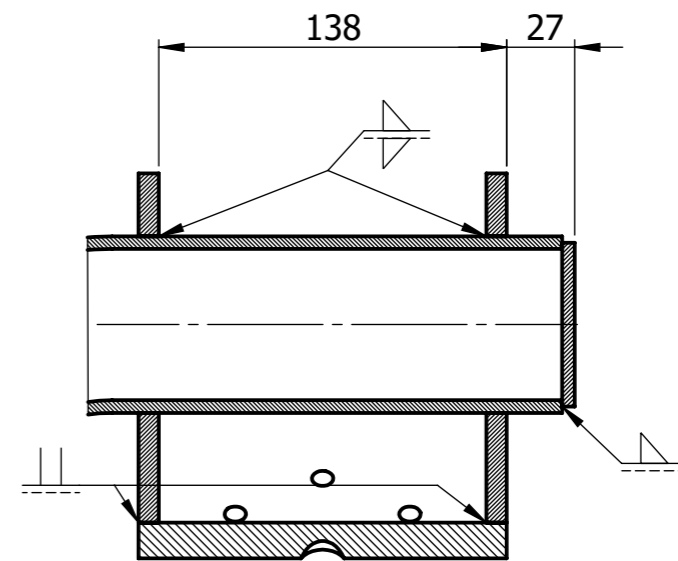
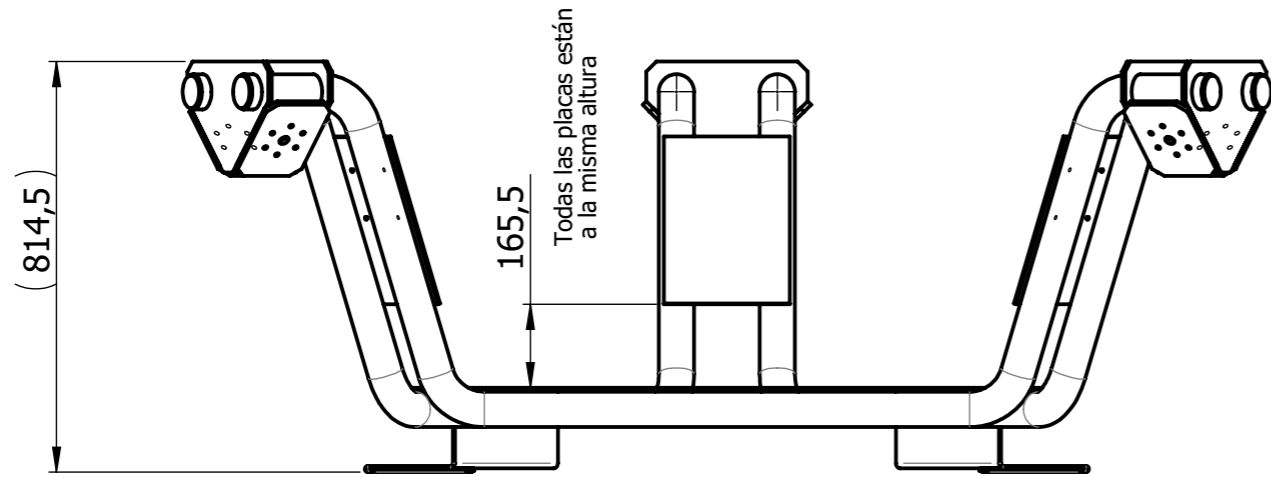


	Nombre	Fecha	Material: ---	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
				---
Escala: 1:15	Formato: A3	Dibujado / Revisado		
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: PLATAFORMA SIMULACIÓN		
Referencia: 300 000	Revisión: A	Hoja: 2 de 2		

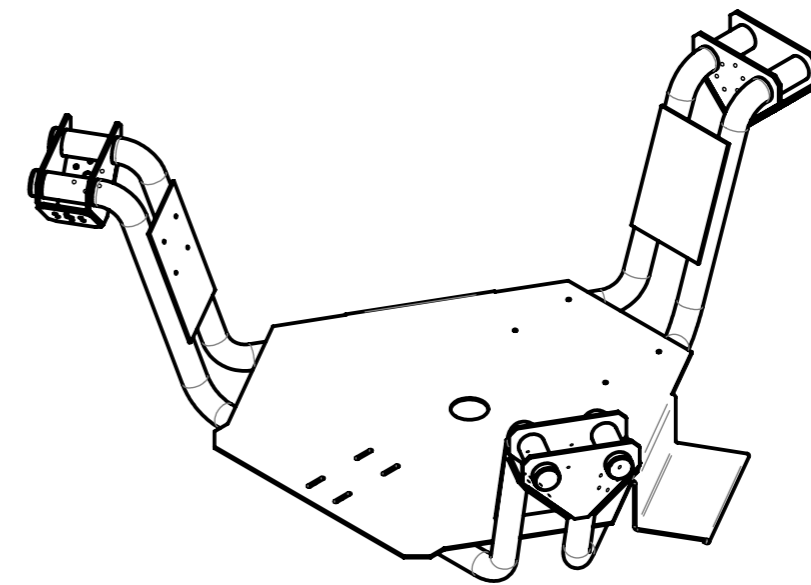
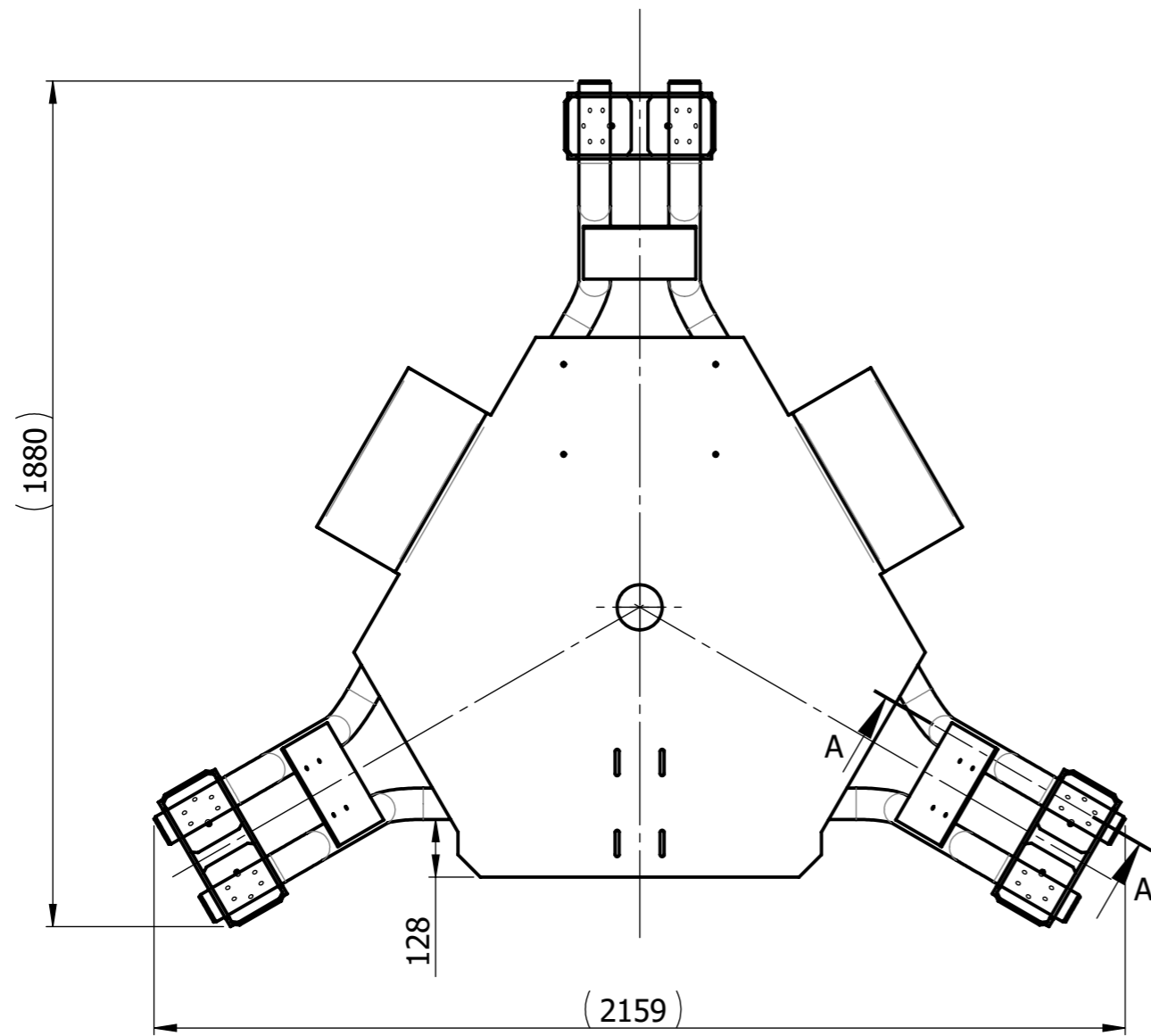


MARCA	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	6	Placa Anclaje Actuadores	
2	6	Tapa Tubo Estructura	
3	6	Placa Soporte Anclaje Actuadores	
4	3	Tubos Estructura	2863.39
5	2	Placa Soporte Mesa	
6	1	Placa Suelo Chasis	
7	1	Placa Trasera Asiento	

		Nombre	Fecha	Material: ---	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993		
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:		Peso: 162 kg		
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado		Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---		
Escala: 1:20		Formato: A4			Título: Chasis Simulador		
			Referencia: 310 000				Revisión: A
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Hoja: 1 de 10				

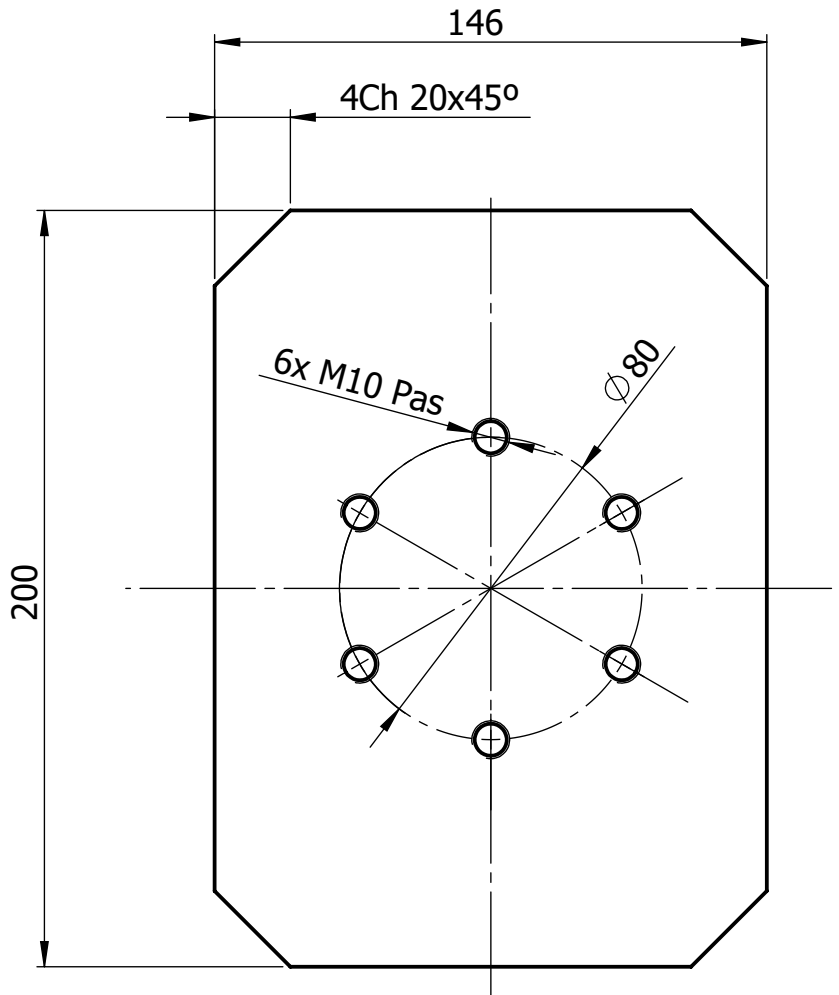


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 3



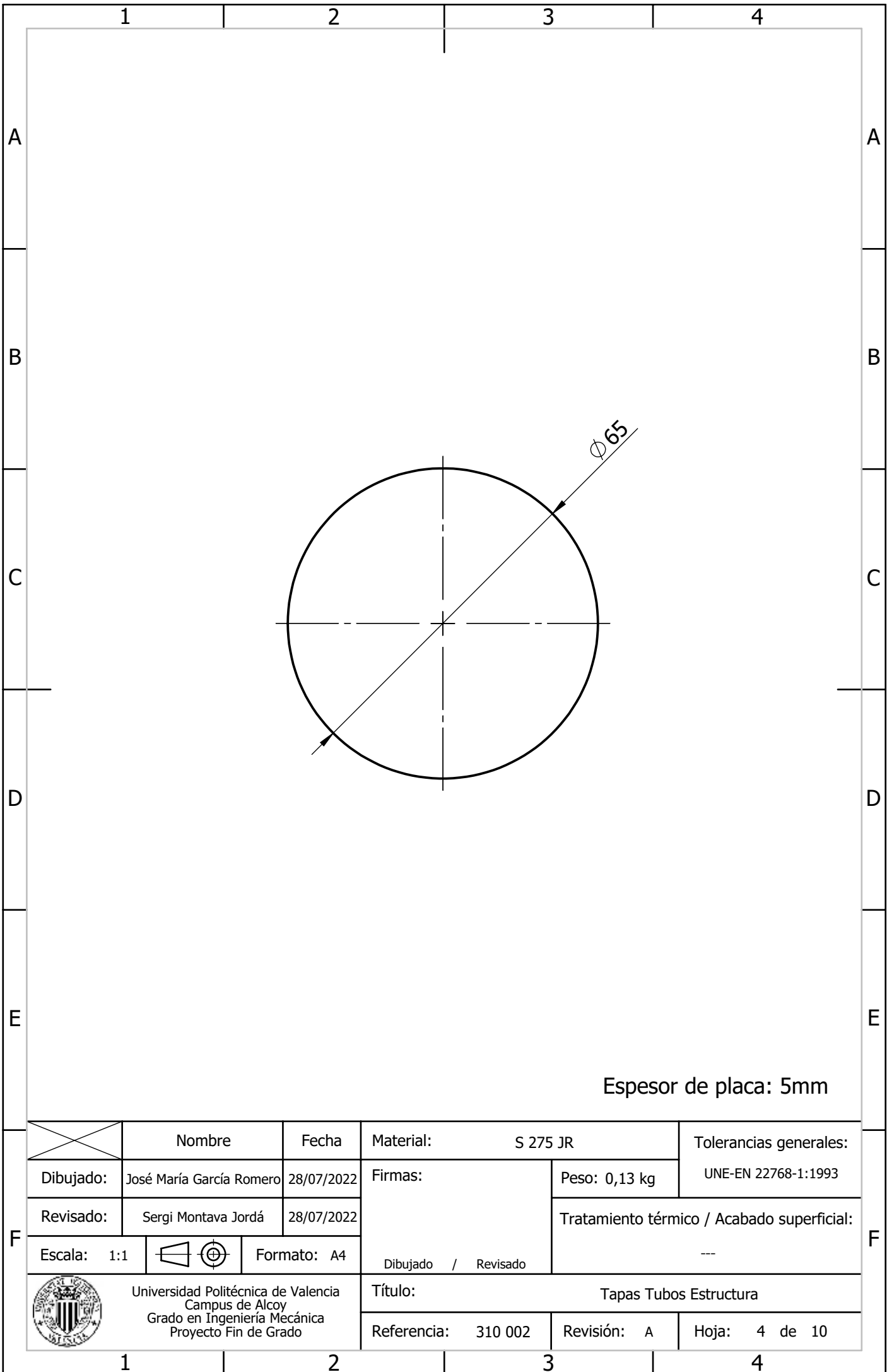
Todas las soldaduras entre las placas y los tubos serán:

	Nombre		Fecha		Material: S 275 JR		Tolerancias generales:	
	Dibujado: José María García Romero		28/07/2022		Firmas:		Peso: 22,8 kg	
Revisado: Sergi Montava Jordá		28/07/2022		Dibujado / Revisado		Tratamiento térmico / Acabado superficial:		
Escala: 1:15				Formato: A3		---		
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado					Título: Placa Suelo Chasis			
Referencia: 310 006		Revisión: A		Hoja: 2 de 10				





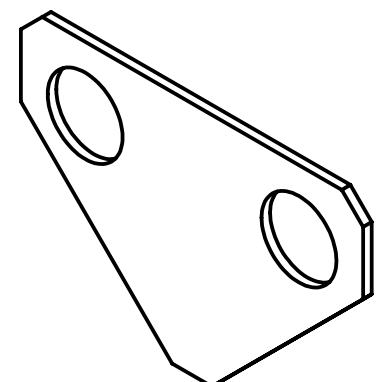
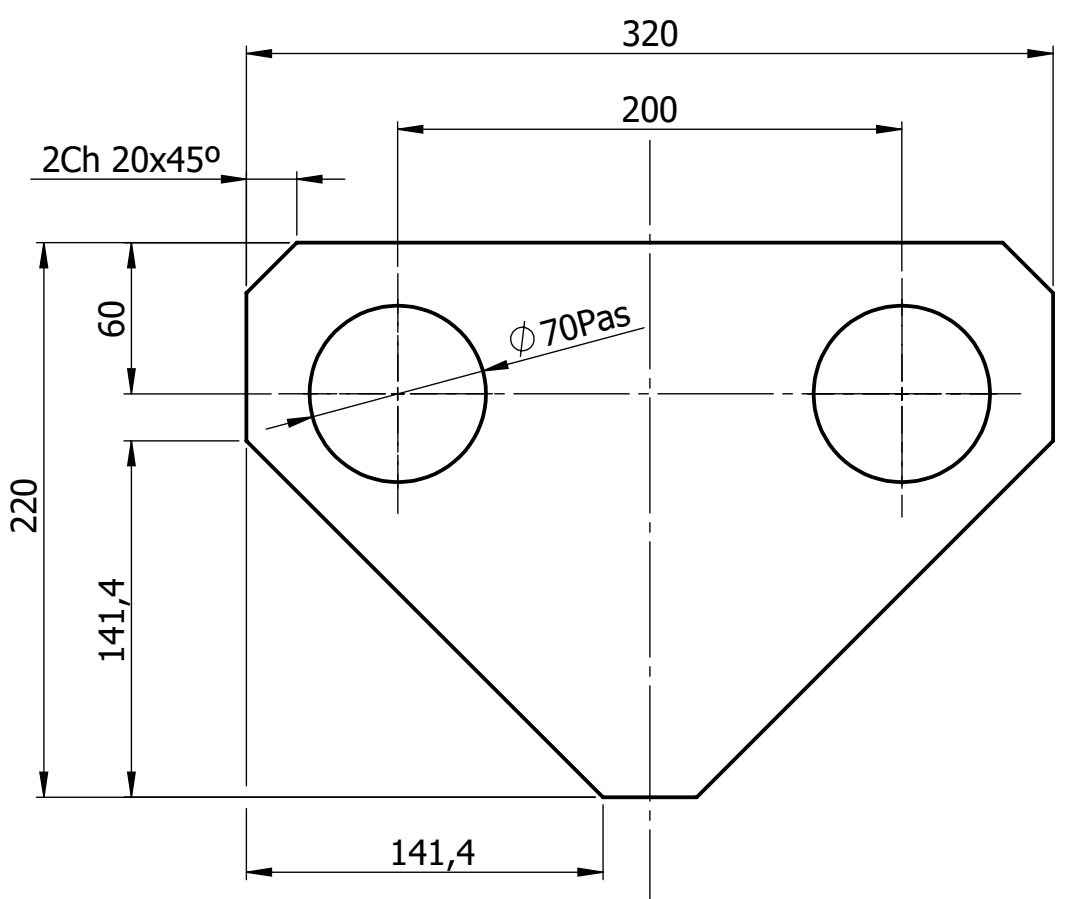
Espesor de placa: 10mm

F	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
	Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala: 1:2		Formato: A4	Dibujado / Revisado	
F			Título: Placa Anclaje Actuadores		
			Referencia: 310 001	Revisión: A	Hoja: 3 de 10




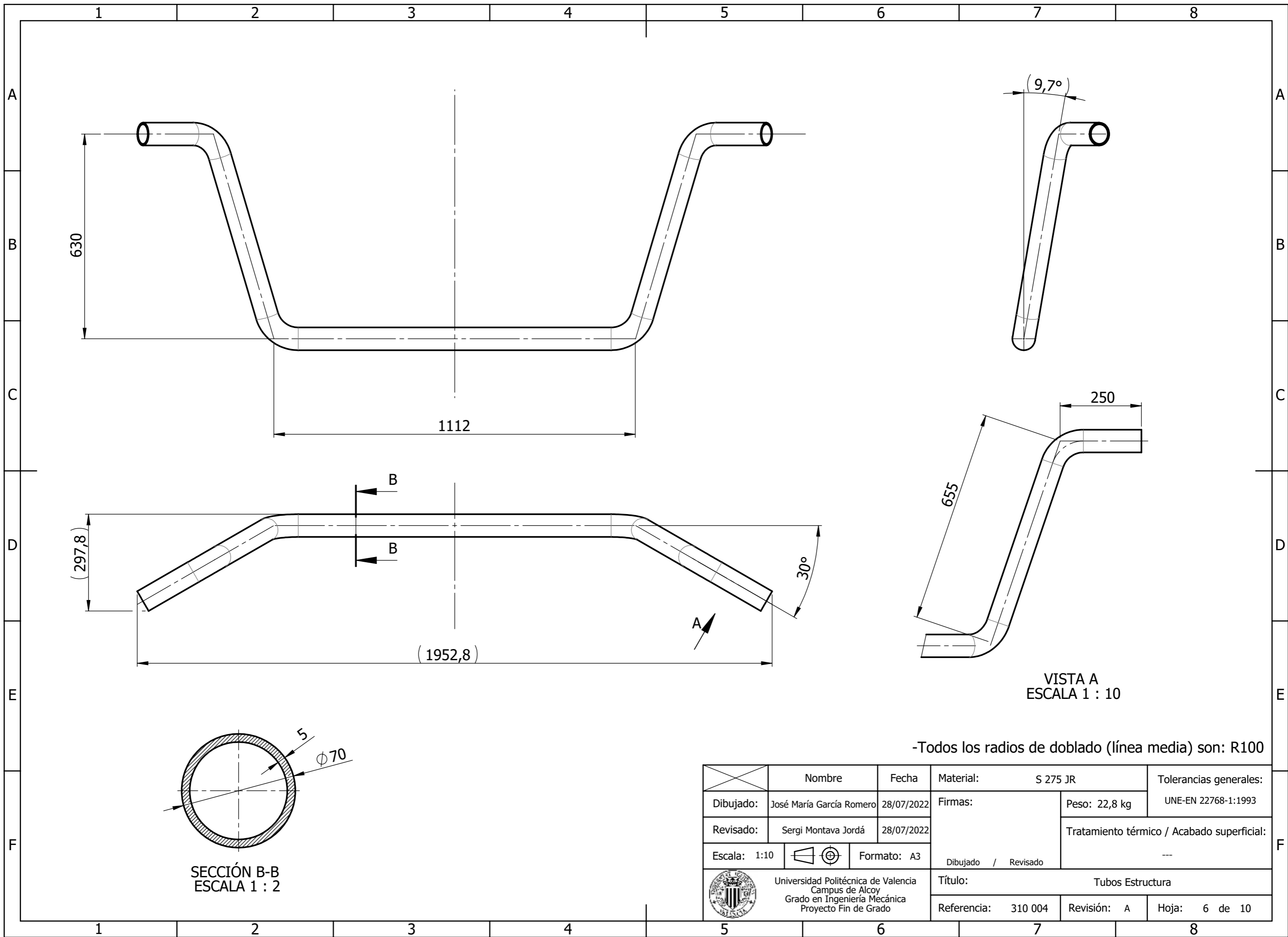
Espesor de placa: 5mm

X	Nombre	Fecha	Material: S 275 JR	Tolerancias generales:
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Peso: 0,13 kg
Escala: 1:1		Formato: A4	Dibujado / Revisado	---
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: Tapas Tubos Estructura	
			Referencia: 310 002	Revisión: A



Espesor de placa: 10mm

F	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Peso: 2,64 kg
	Escala:	1:3	Formato:	A4	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
		Dibujado / Revisado		---	
 Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Placa Soporte Anclaje Actuadores		
Referencia:		310 003	Revisión:	A	Hoja: 5 de 10

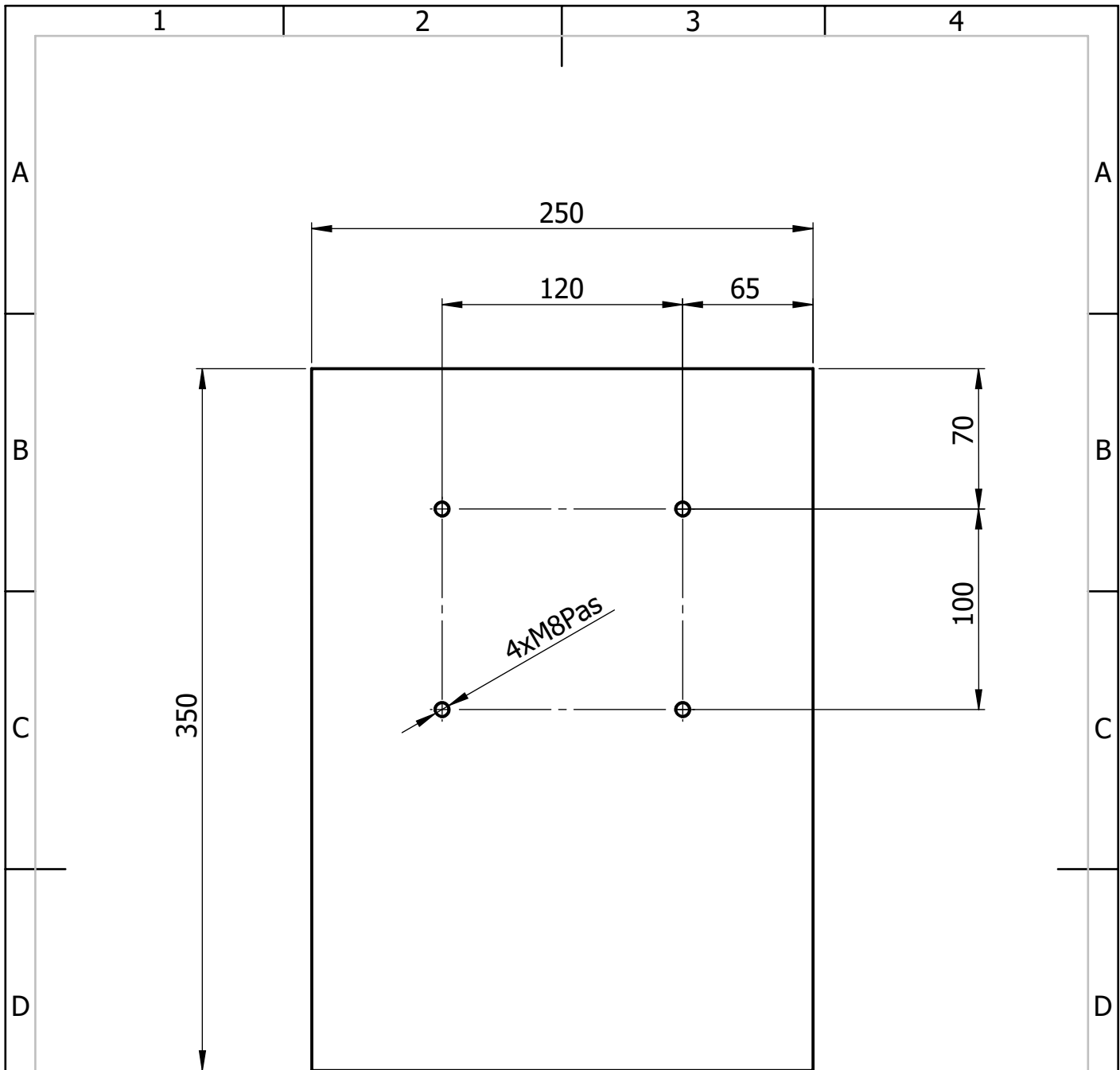


VISTA A  
ESCALA 1 : 10


SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 2

-Todos los radios de doblado (línea media) son: R100

	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
	Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
	Escala: 1:10		Formato: A3	Dibujado / Revisado	
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Tubos Estructura	
	Referencia:	310 004	Revisión:	A	Hoja: 6 de 10



-Espesor de placa: 5mm  
 -Taladros a realizar en montaje

F	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales:			
	Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993			
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Peso: 3,4 kg			
	Escala:	1:3	Formato:	A4	Tratamiento térmico / Acabado superficial:			
		Dibujado / Revisado		---				
 Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título:			Placa Soporte Mesa		
			Referencia:	310 005	Revisión:	A	Hoja:	7 de 10

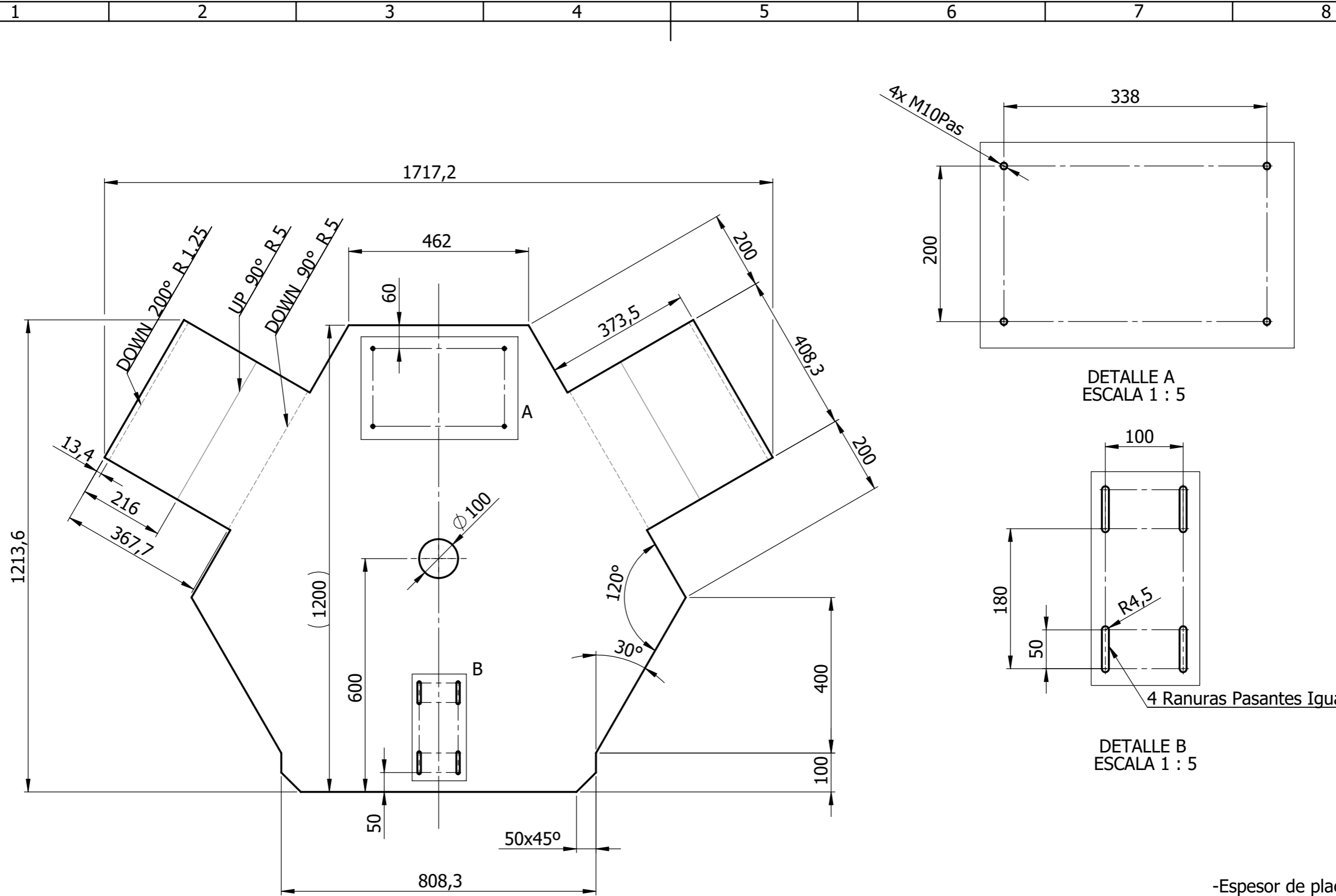
1

2

3

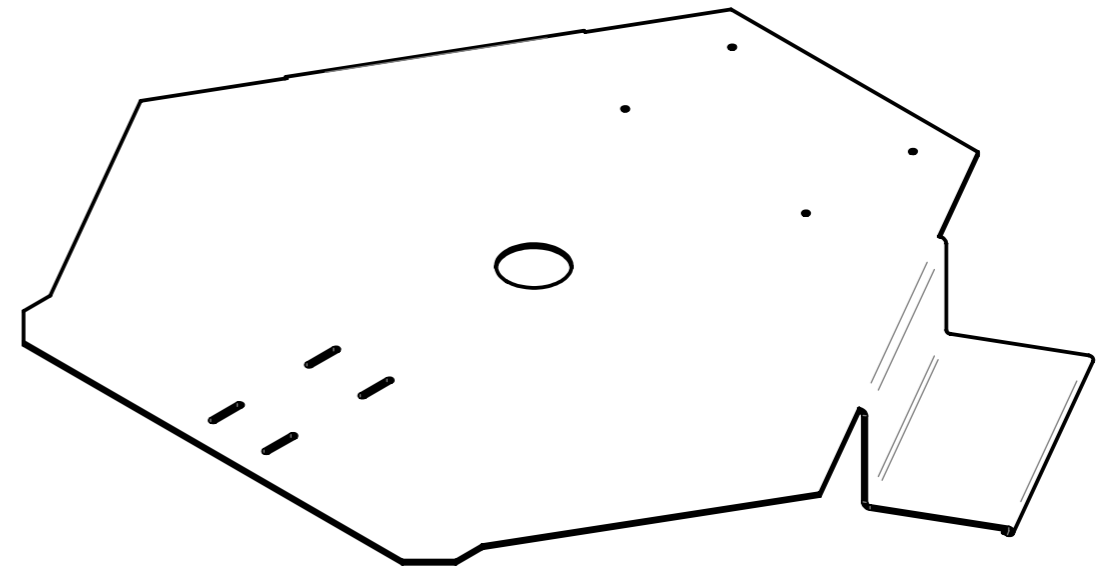
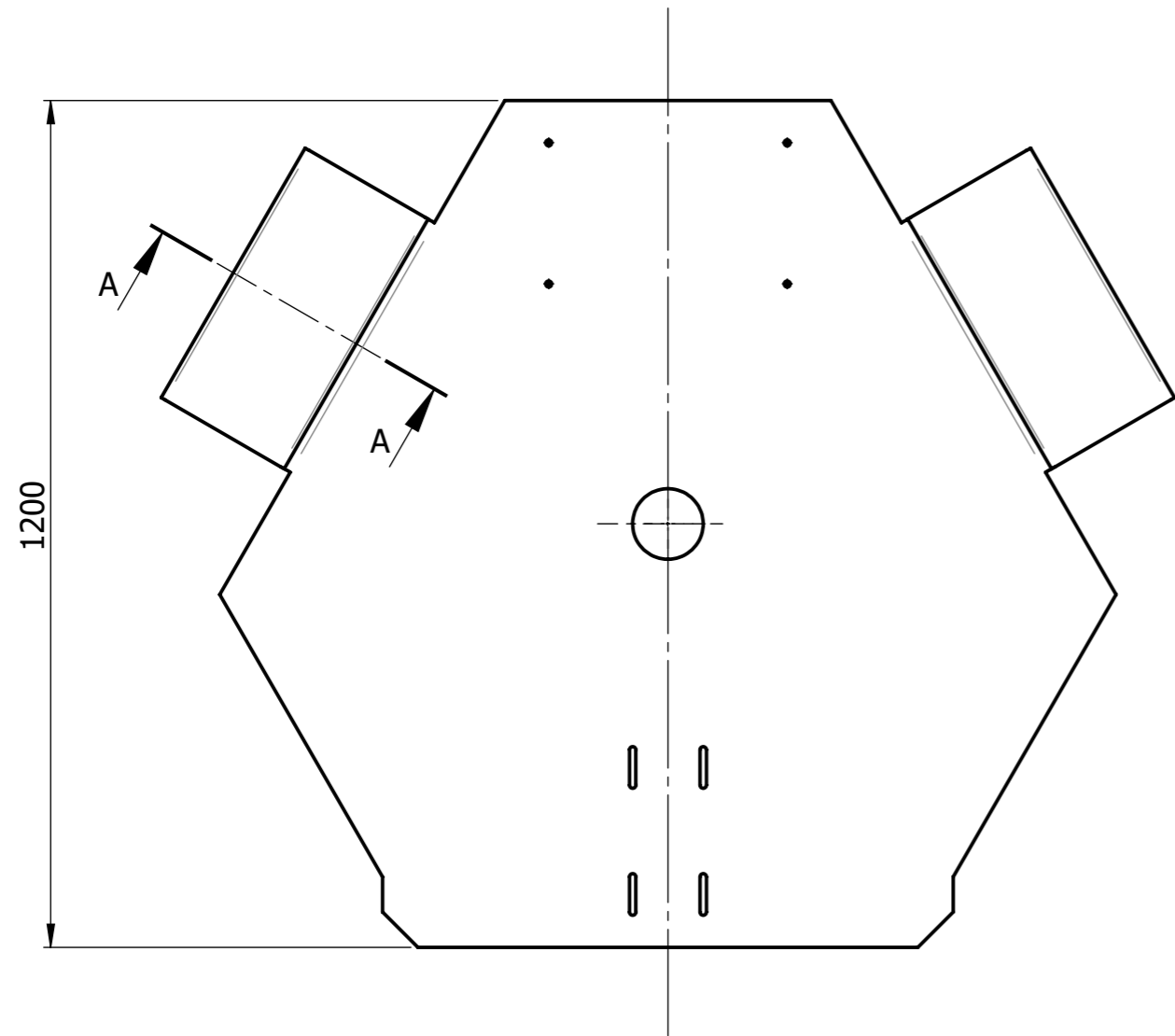
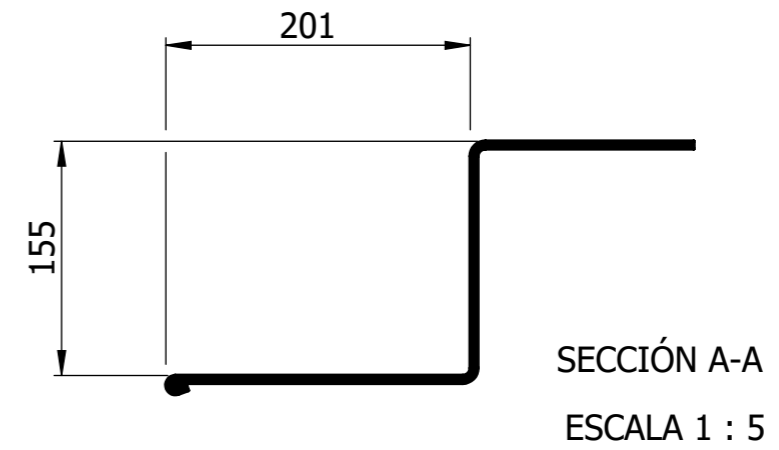
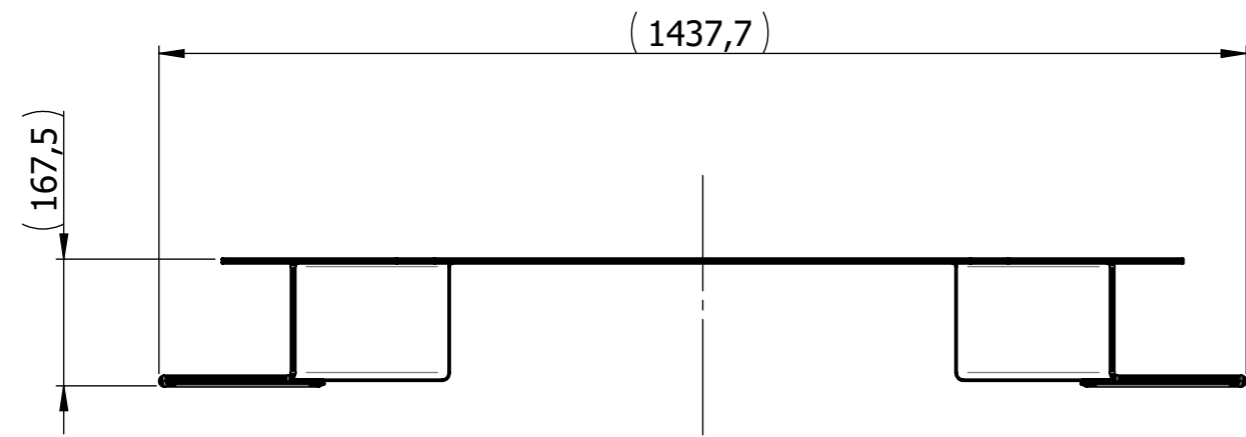
4



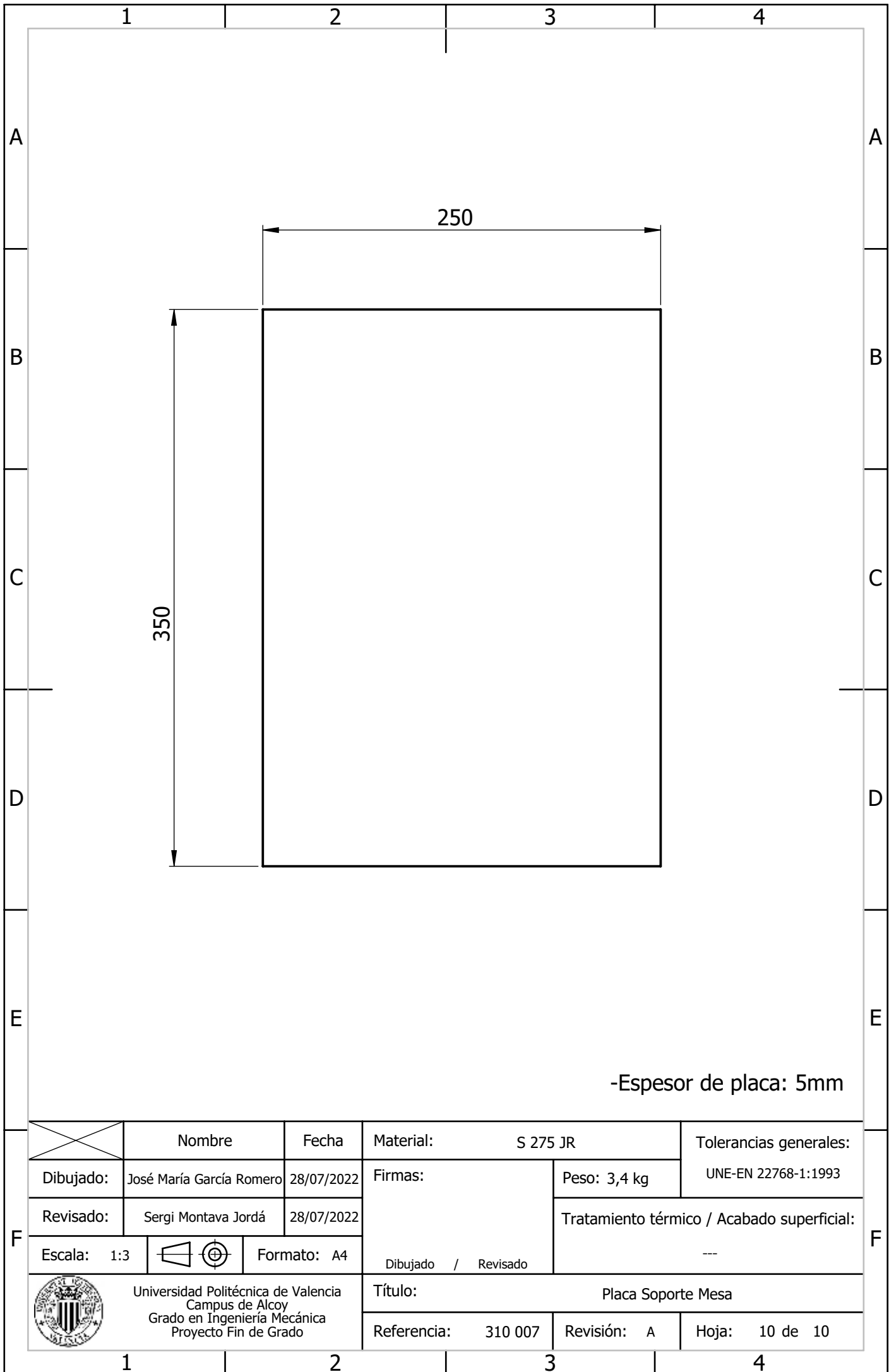


-Espesor de placa: 5mm

	Nombre	Fecha	Material: S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	Peso: 22,8 kg
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
Escala: 1:10		Formato: A3		---
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: Placa Suelo Chasis
	Referencia: 310 006	Revisión: A	Hoja: 8 de 10	

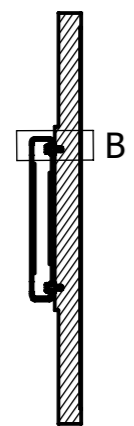
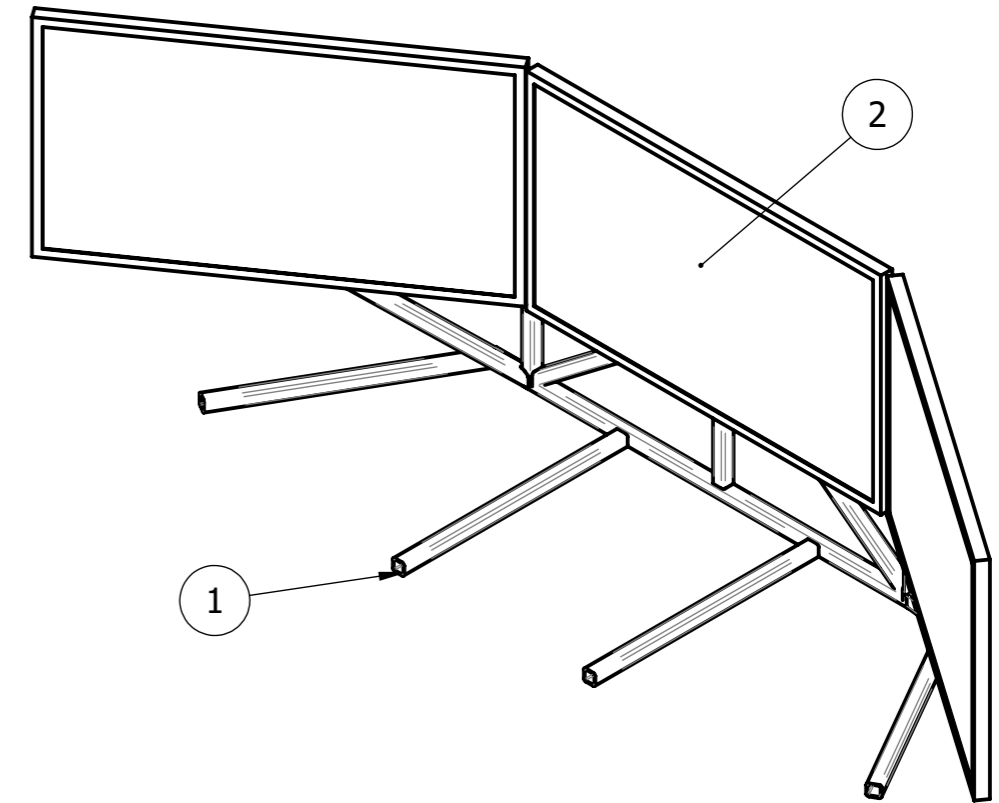
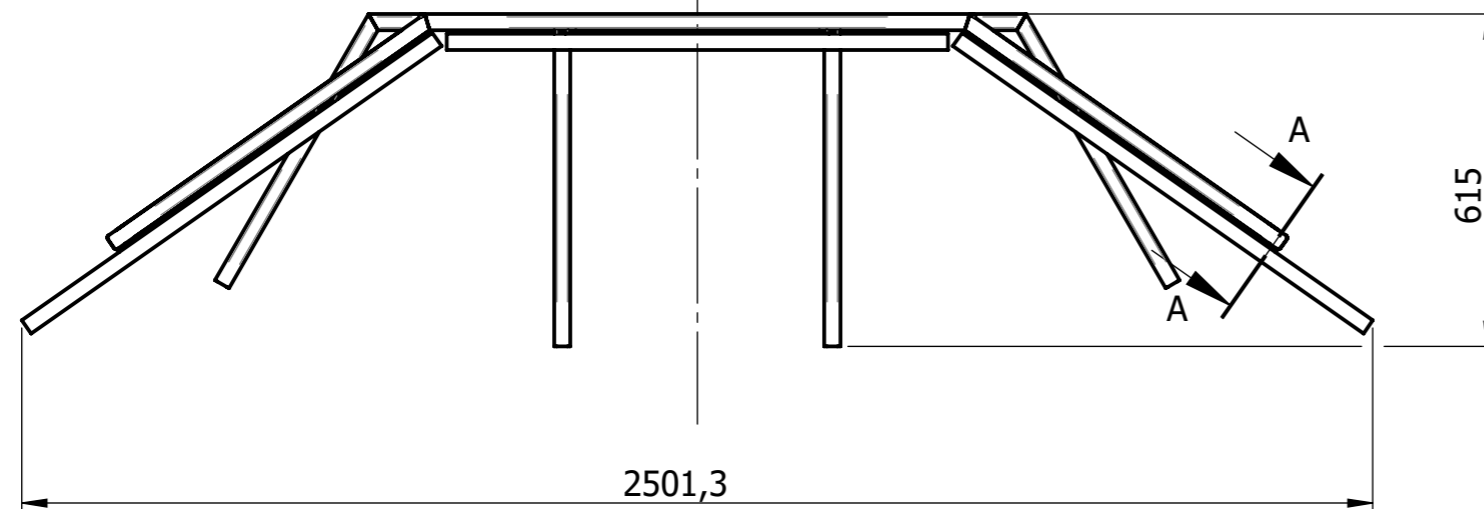
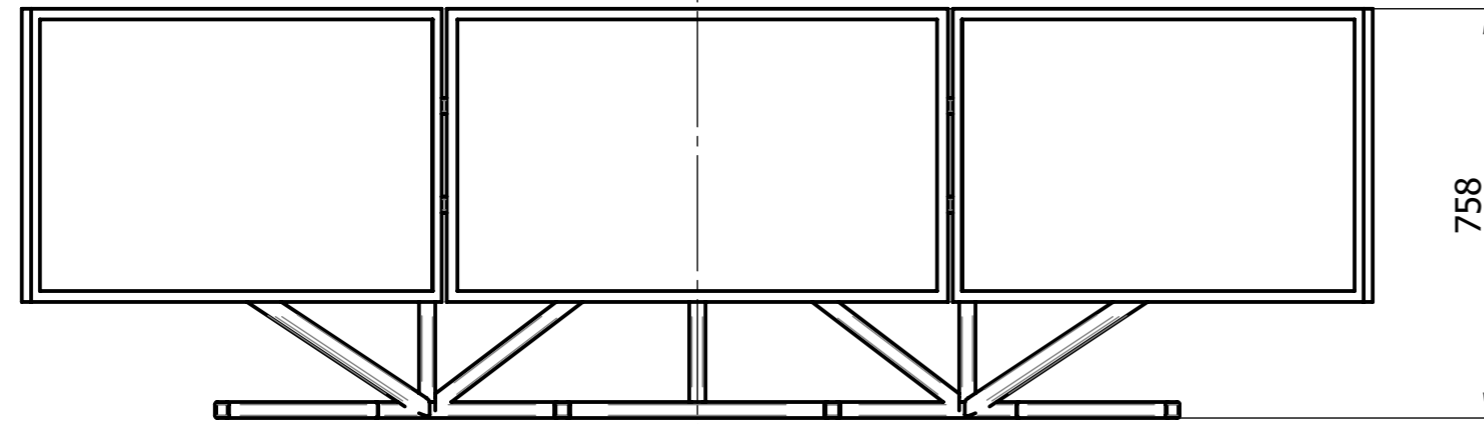


	Nombre	Fecha	Material: S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	28/07/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
				---
Escala: 1:10		Formato: A3	Título: Placa Suelo Chasis	
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado	Referencia: 310 006	Revisión: A	Hoja: 9 de 10

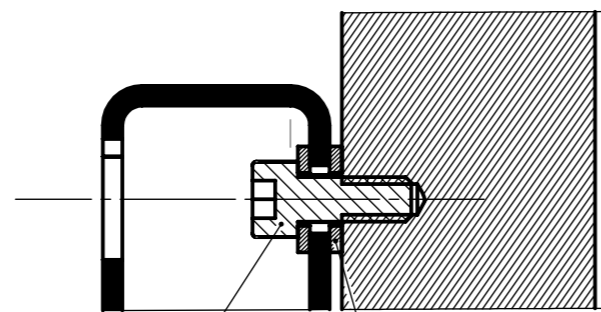


-Espesor de placa: 5mm

	Nombre	Fecha	Material: S 275 JR	Tolerancias generales:
Dibujado:	José María García Romero	28/07/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
Revisado:	Sergi Montava Jordá	28/07/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
Escala: 1:3		Formato: A4	Dibujado / Revisado	---
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: Placa Soporte Mesa	
	Referencia:	310 007	Revisión: A	Hoja: 10 de 10



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10

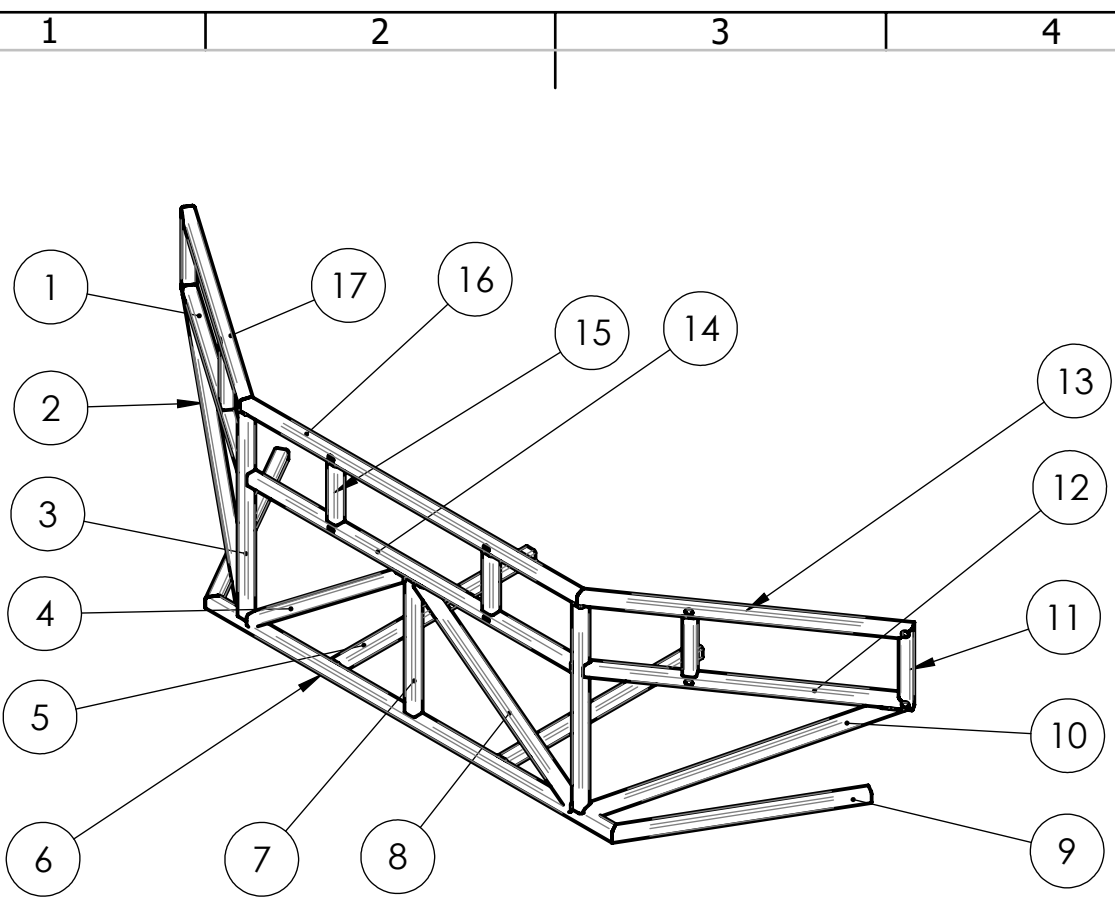


DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
4	Tornillo M6 x 12 DIN912	Tornillo Sujeción Pantallas	12
3	Arandela M6 DIN 125	Arandela separación pantallas	24
2	Samsung C24F390	Pantallas	3
1	320 001	Chasis Pantallas	1

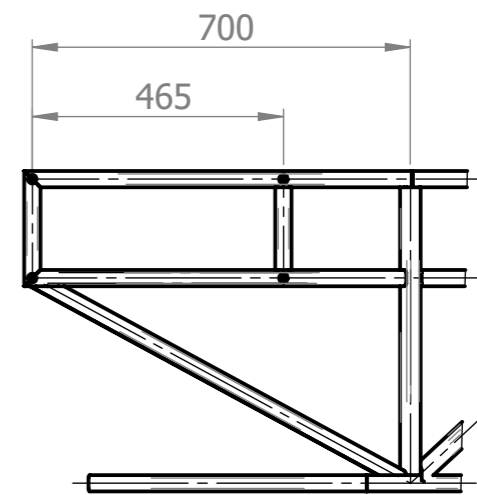
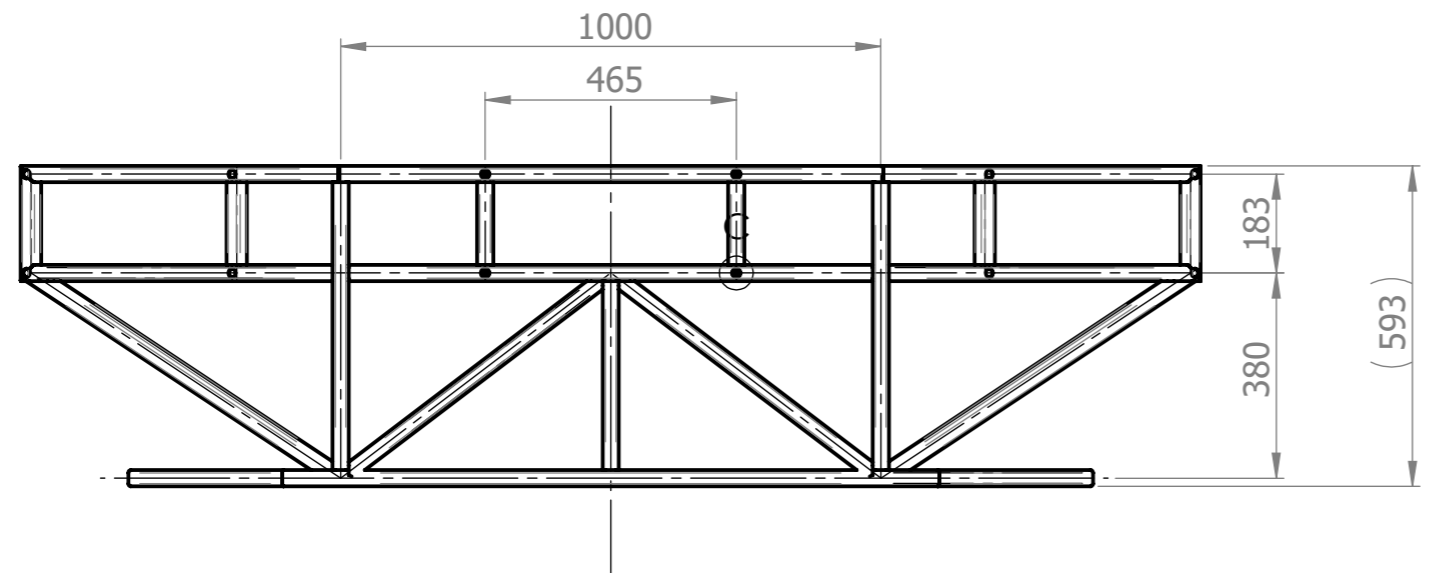
  

Nombre		Fecha	Material: ---	Tolerancias generales:
Dibujado:	José María García Romero	23/06/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
Revisado:	Sergi Montava Jordá	23/06/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
Escala: 1:14		Formato: A3	---	
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado			Título: CONJUNTO PANTALLAS	
Referencia:	320 000	Revisión:	A	Hoja: 1 de 1

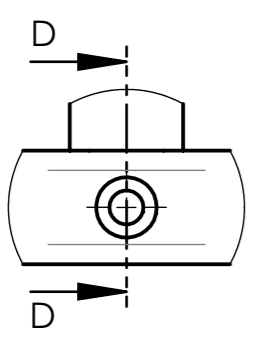
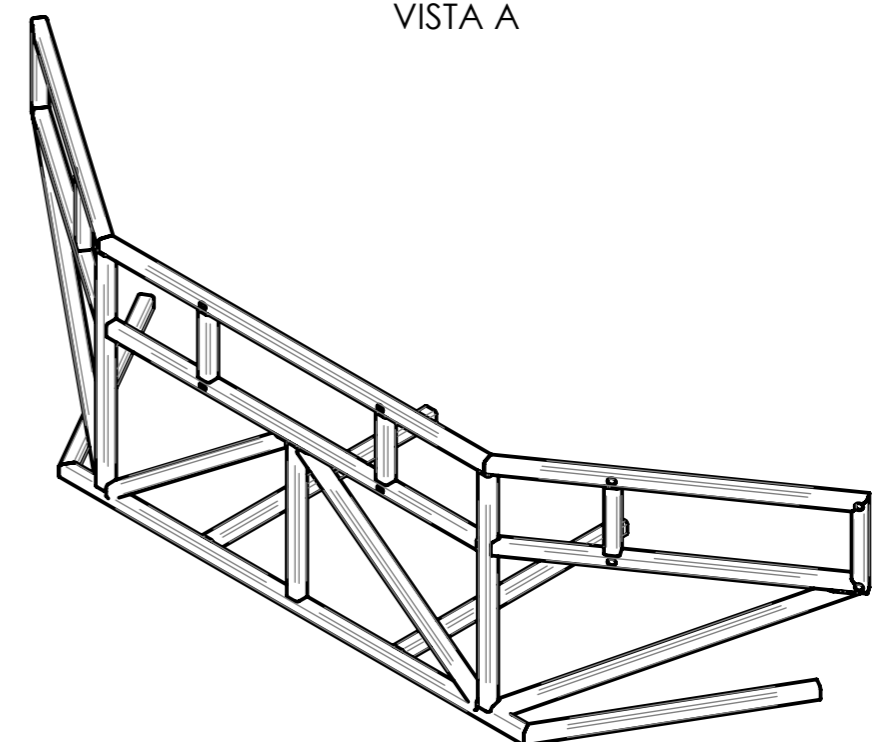
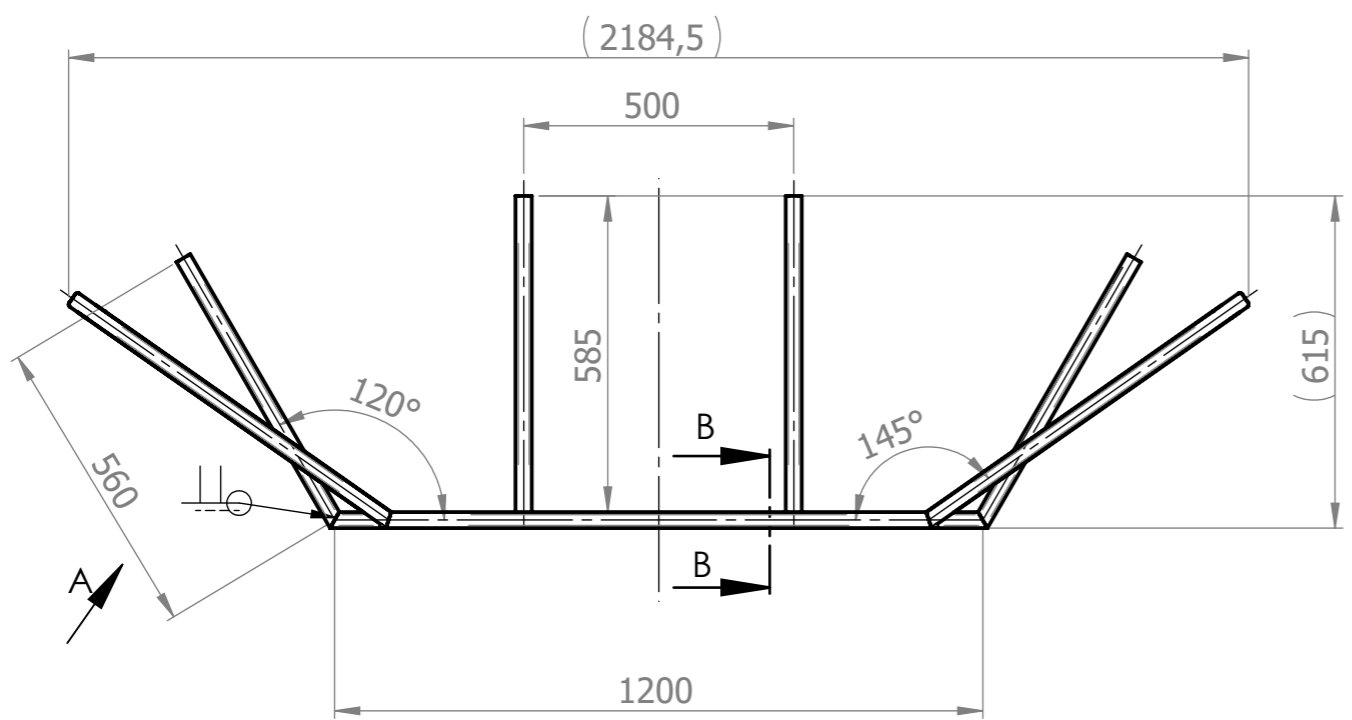


17	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	719.73
16	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	1009.46
15	4	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	153
14	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	970
13	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	719.73
12	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	710.27
11	2	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	213
10	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	793.08
9	2	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	568.66
8	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	599.55
7	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	350
6	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	1217.32
5	2	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	585
4	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	599.55
3	2	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	533
2	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	793.08
1	1	TUBE, SQUARE 30 X 30 X 2,60	710.27

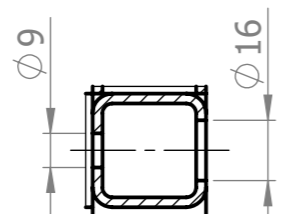
MARCA	CANTIDAD	DESCRIPTION	LONGITUD
		Material: S 275 JR	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
Dibujado:	José María García Romero	23/06/2022	Firmas: Peso: 27,6 kg
Revisado:	Sergi Montava Jordá	23/06/2022	
Escala: 1:16		Formato: A4	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
		Dibujado / Revisado	
		Título: Chasis Pantallas	
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Referencia: 320 001	Revisión: A Hoja: 1 de 2



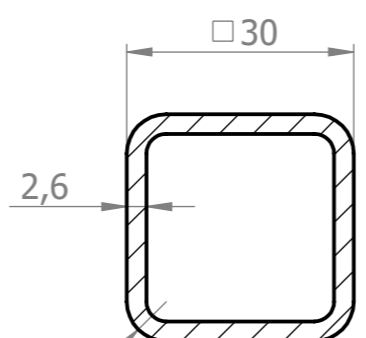
VISTA A



DETALLE C  
ESCALA 1 : 2



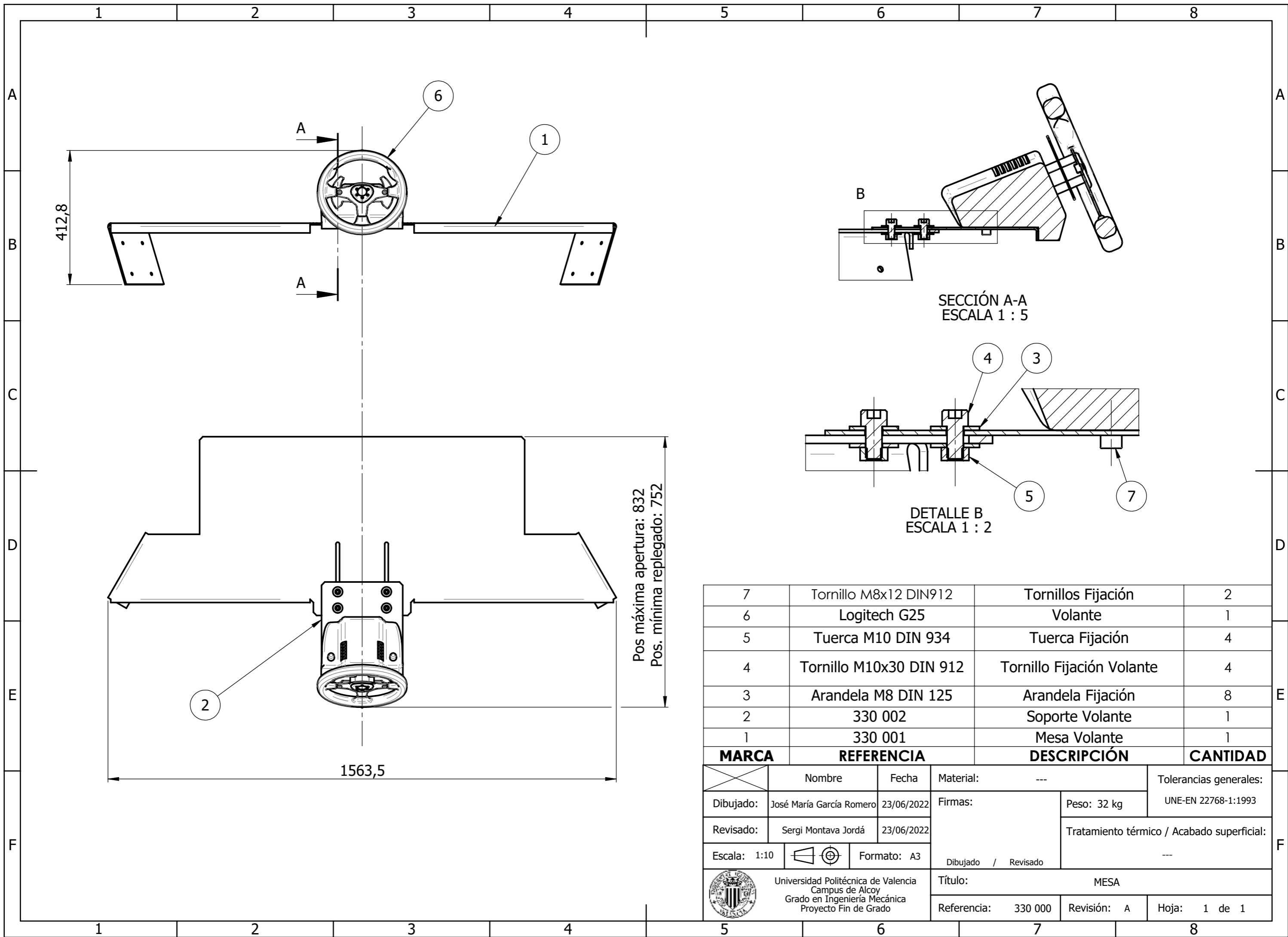
SECCIÓN D-D  
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 1

-Todos los perfiles son iguales.  
-Todas las soldaduras entre las uniones son:

	Nombre	Fecha	Material: S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	23/06/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	23/06/2022		Peso: 27,6 kg
				Tratamiento térmico / Acabado superficial:
				---
Escala: 1:14	Formato: A3	Título: Chasis Pantallas		
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Referencia: 320 001	Revisión: A	Hoja: 2 de 2



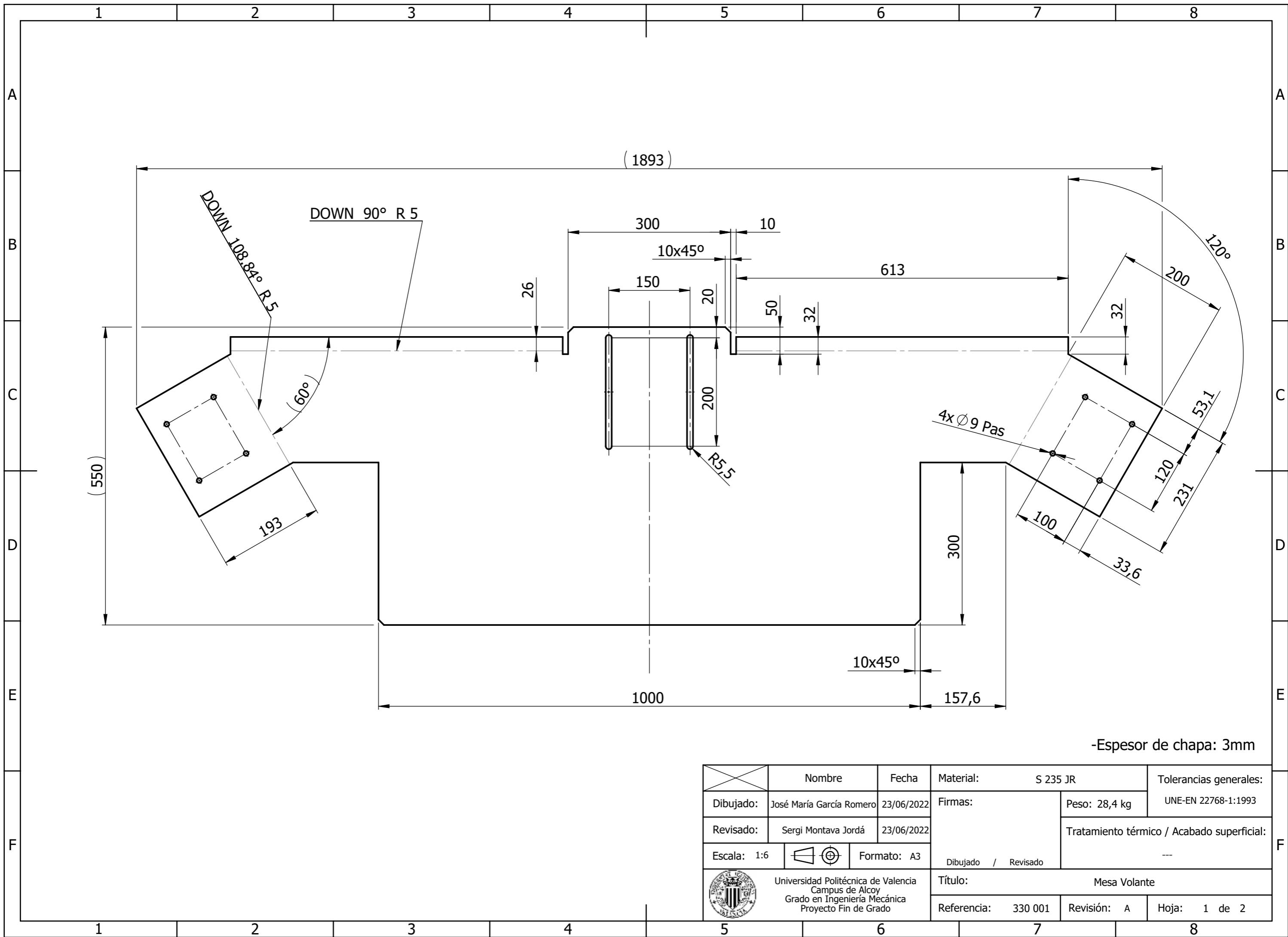
Pos. máxima apertura: 832  
 Pos. mínima replegado: 752

SECCIÓN A-A  
 ESCALA 1 : 5


DETALLE B  
 ESCALA 1 : 2

7	Tornillo M8x12 DIN912	Tornillos Fijación	2
6	Logitech G25	Volante	1
5	Tuerca M10 DIN 934	Tuerca Fijación	4
4	Tornillo M10x30 DIN 912	Tornillo Fijación Volante	4
3	Arandela M8 DIN 125	Arandela Fijación	8
2	330 002	Soporte Volante	1
1	330 001	Mesa Volante	1

MARCA	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
Nombre		Fecha	Material: ---
Dibujado: José María García Romero		23/06/2022	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
Revisado: Sergi Montava Jordá		23/06/2022	Peso: 32 kg
Escala: 1:10		Formato: A3	Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: MESA	
Referencia: 330 000		Revisión: A	Hoja: 1 de 1



-Espesor de chapa: 3mm

	Nombre	Fecha	Material: S 235 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	23/06/2022	Firmas:	Peso: 28,4 kg
	Revisado: Sergi Montava Jordá	23/06/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala: 1:6	Formato: A3		---
	Título: Mesa Volante			
	Referencia: 330 001	Revisión: A	Hoja: 1 de 2	



1 2 3 4 5 6 7 8

A

A

B

B

C

C

D

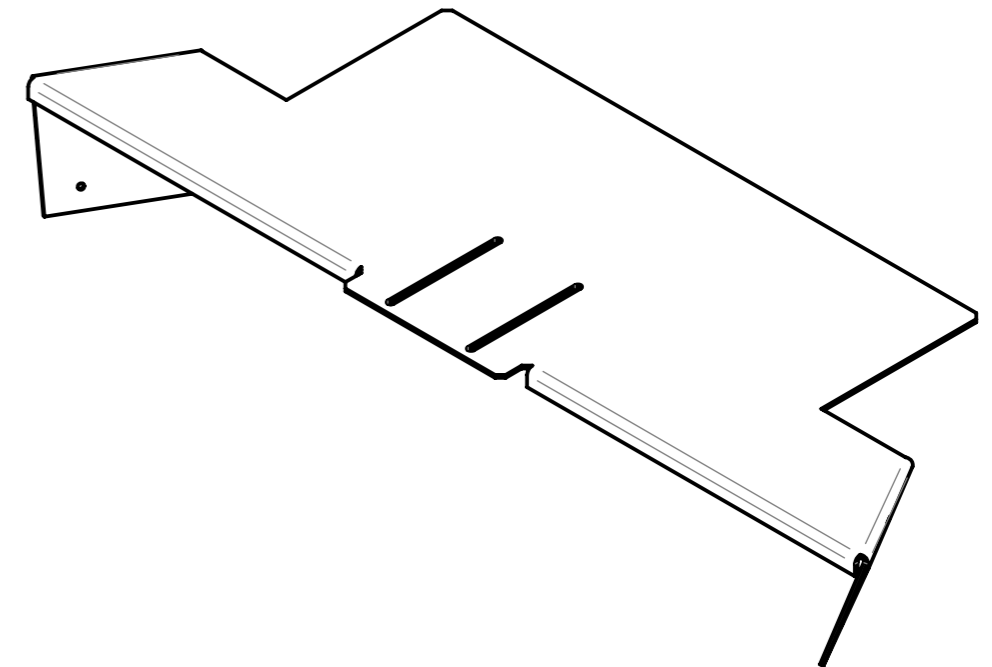
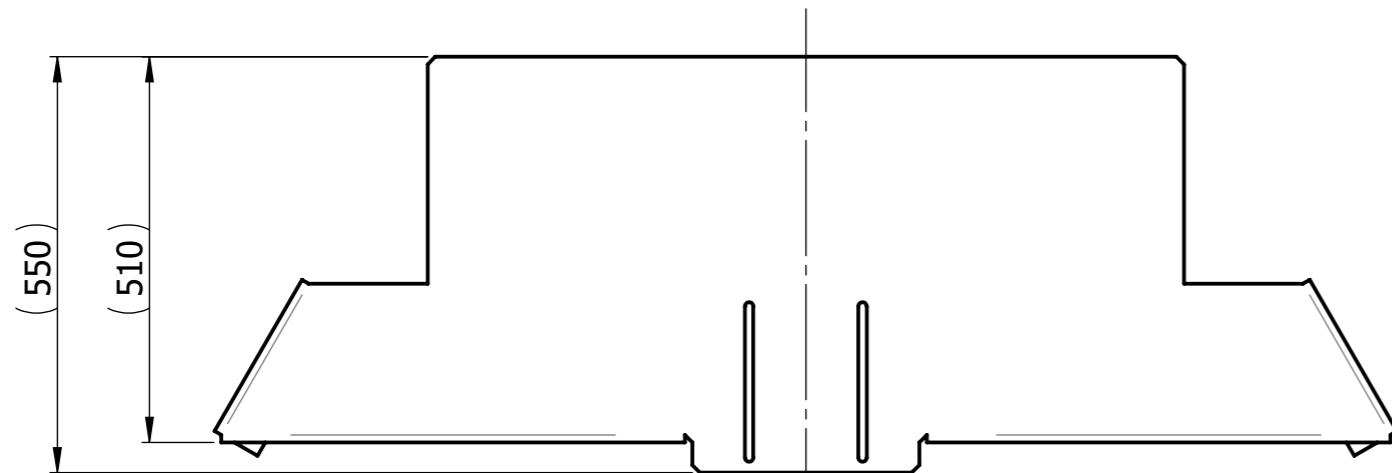
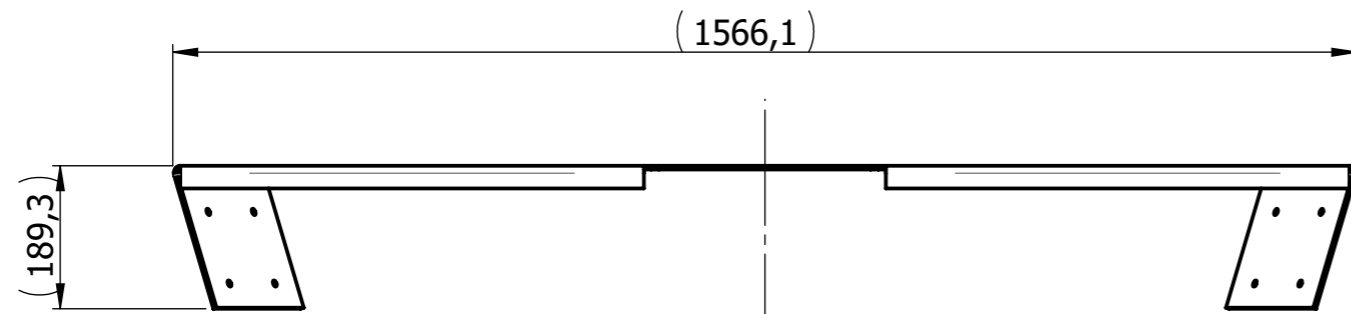
D

E

E

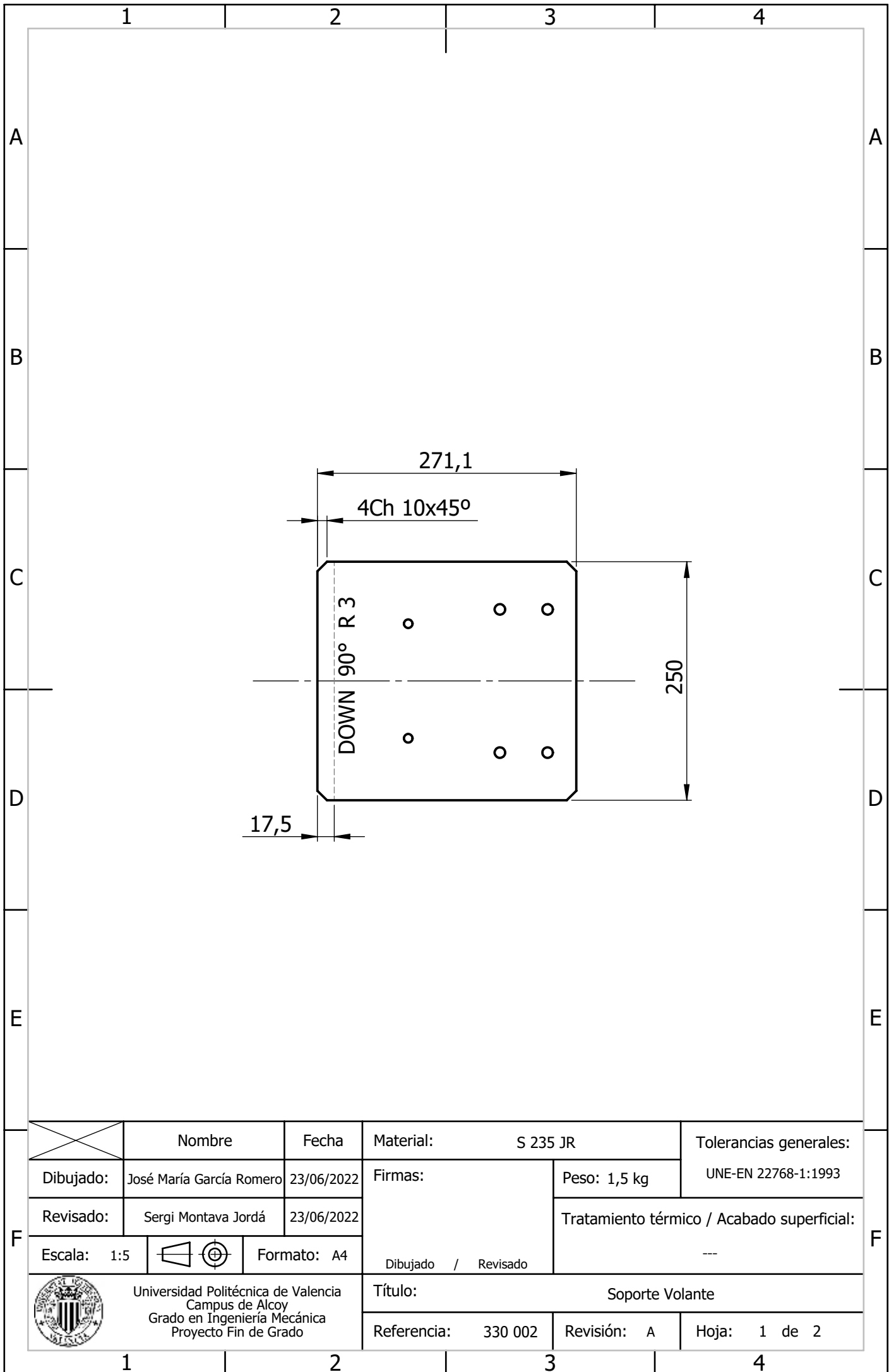
F

F

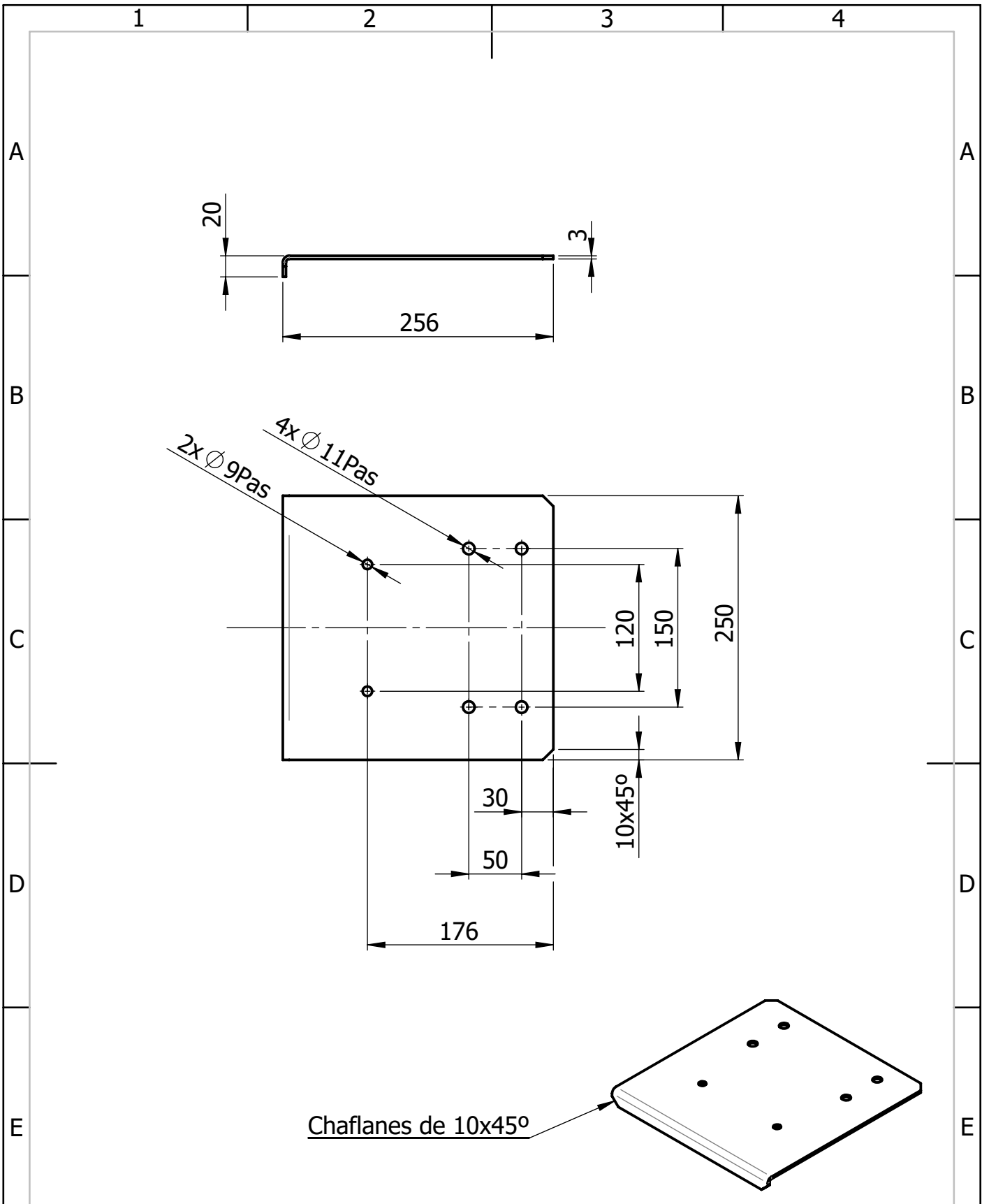


	Nombre	Fecha	Material: S 235 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado: José María García Romero	23/06/2022	Firmas:	Peso: 28,4 kg UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado: Sergi Montava Jordá	23/06/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:
				---
Escala: 1:10		Formato: A3	Título: Mesa Volante	
	Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado	Referencia: 330 001	Revisión: A	Hoja: 2 de 2

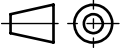

1 2 3 4 5 6 7 8



F	X	Nombre	Fecha	Material: S 235 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado:	José María García Romero	23/06/2022	Firmas:	UNE-EN 22768-1:1993
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	23/06/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala: 1:5		Formato: A4	Dibujado / Revisado	---
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: Soporte Volante			
		Referencia: 330 002	Revisión: A	Hoja: 1 de 2	



Chaflanes de 10x45°

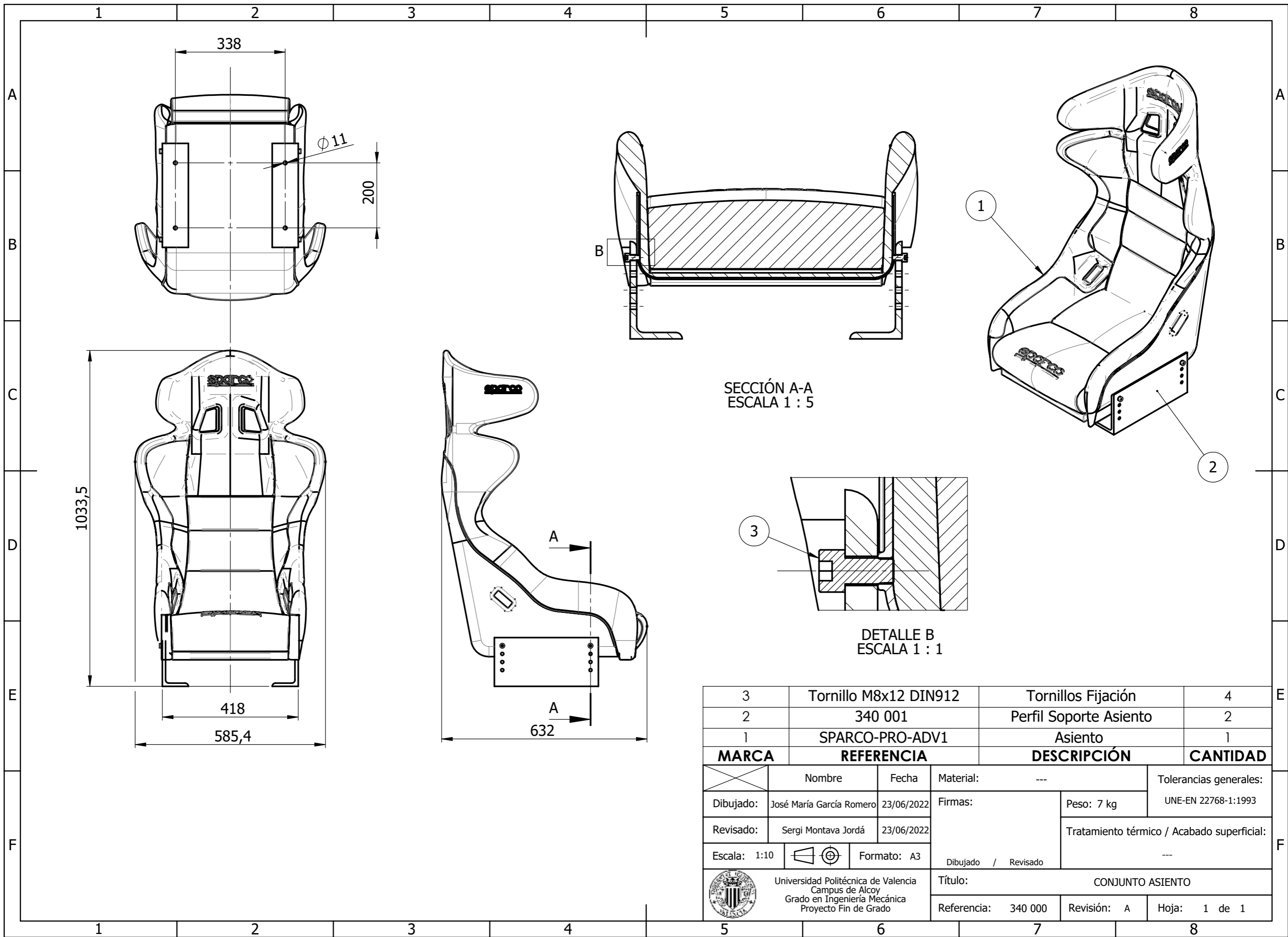
F	Nombre	Fecha	Material:	S 235 JR	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993	
	Dibujado:	José María García Romero	23/06/2022	Firmas:		Peso: 1,5 kg
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	23/06/2022	Dibujado / Revisado	Tratamiento térmico / Acabado superficial:	
	Escala:	1:5			Formato: A4	---
			Título: Soporte Volante			
			Referencia:	330 002	Revisión: A	Hoja: 2 de 2

1

2

3

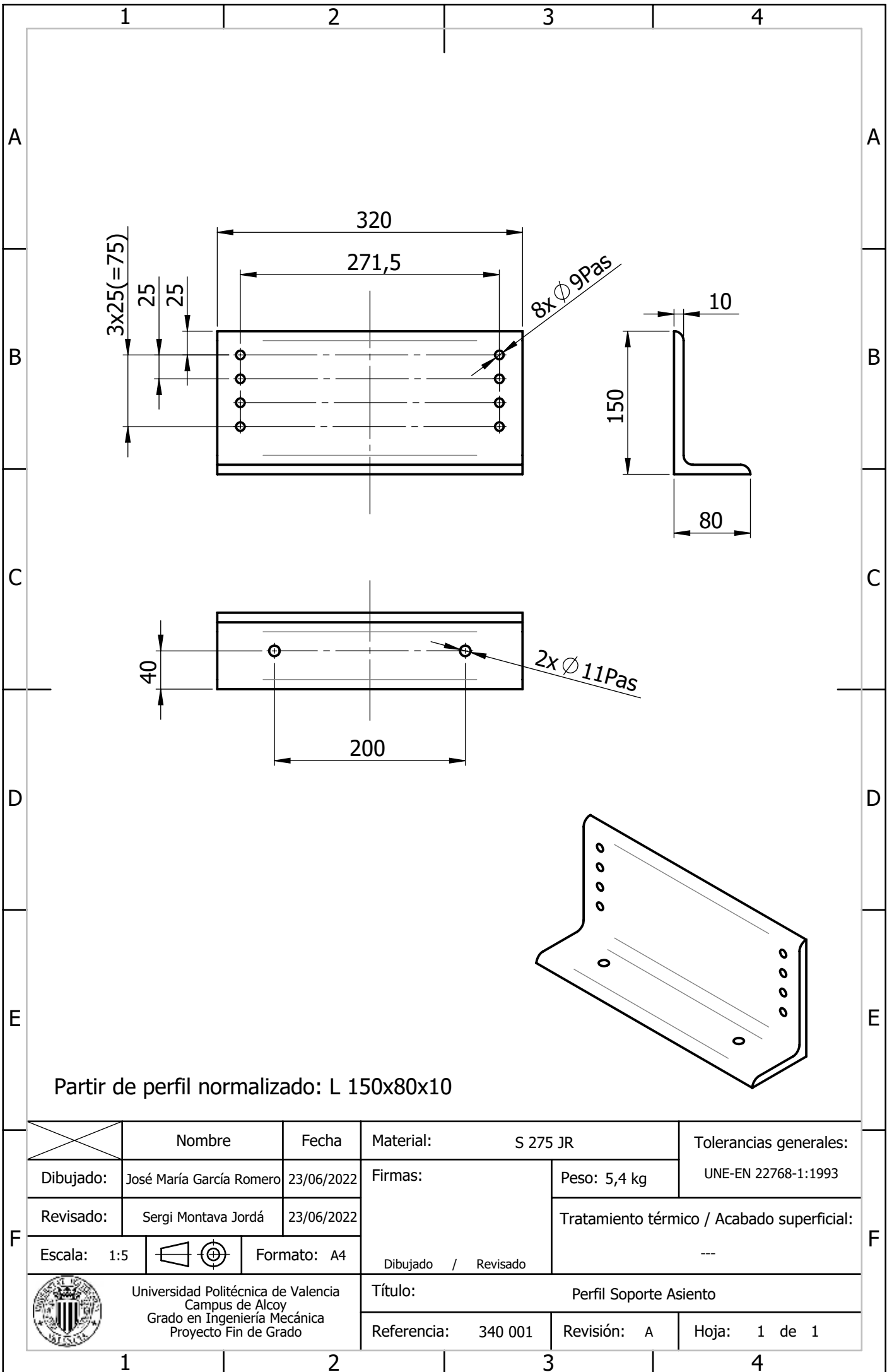
4




SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5

DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

3	Tornillo M8x12 DIN912	Tornillos Fijación	4
2	340 001	Perfil Soporte Asiento	2
1	SPARCO-PRO-ADV1	Asiento	1
<b>MARCA</b>	<b>REFERENCIA</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD</b>
Nombre		Fecha	Material: ---
Dibujado: José María García Romero		23/06/2022	Firmas: ---
Revisado: Sergi Montava Jordá		23/06/2022	Tolerancias generales: UNE-EN 22768-1:1993
Escala: 1:10		Formato: A3	Peso: 7 kg
Dibujado / Revisado		Tratamiento térmico / Acabado superficial: ---	
Universidad Politécnica de Valencia Campus de Alcoy Grado en Ingeniería Mecánica Proyecto Fin de Grado		Título: CONJUNTO ASIENTO	
Referencia: 340 000		Revisión: A	Hoja: 1 de 1



Partir de perfil normalizado: L 150x80x10

F	Nombre	Fecha	Material:	S 275 JR	Tolerancias generales:
	Dibujado:	José María García Romero	23/06/2022	Firmas:	Peso: 5,4 kg
	Revisado:	Sergi Montava Jordá	23/06/2022		Tratamiento térmico / Acabado superficial:
	Escala:	1:5	Formato:	A4	---
			Título: Perfil Soporte Asiento		
			Referencia:	340 001	Revisión: A
					Hoja: 1 de 1



**DOCUMENTO N°3**

**PLIEGO DE CONDICIONES**

## 3 PLIEGO DE CONDICIONES

### 3.1 DOCUMENTACIÓN TÉCNICA DE REFERENCIA

El Contratista deberá atenerse en la ejecución de los trabajos a las condiciones especificadas en los capítulos de este Pliego de Condiciones, respecto a las condiciones que deben reunir los materiales, forma de ejecución de la fabricación, normativa de ensayos a que deberán someterse el simulador y condiciones de recepción de las mismas, a no ser que existan especificaciones o mayores concreciones.

En aquellos puntos no señalados explícitamente, deberá atenerse a las condiciones especificadas en los textos oficiales que se indican a continuación:

a) Generales

- Reglamento de Seguridad e Higiene en el trabajo en la Industria de la Metalurgia.

b) Construcción

- Normas UNE

c) Instalaciones

- Reglamento electrotécnico de Baja Tensión.
- Reglamento de actividades molestas, insalubres, nocivas y peligrosas.
- Normas de Seguridad para elementos de transmisión mecánica (ANSI/ASSME B15.1-1996).
- Normas armonizadas con la directiva de máquinas 2006/42/CE.

### 3.2 CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS

En este apartado se describen y regulan las relaciones en la contrata y la dirección facultativa para la instalación del simulador y la adecuación de las distintas instalaciones.

### 3.2.1 Funciones a realizar por el contratista

- 1.- Observar la normativa vigente en cuanto a seguridad e higiene en el trabajo y velar por su cumplimiento.
- 2.- Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los elementos componentes del proyecto rechazando aquellos que no cuenten con las garantías exigidas.
- 3.- Suscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva.
- 4.- Conocer las leyes y verificar los documentos del proyecto.
- 5.- El fabricante y ensamblador recibirá solución a los problemas técnicos no previstos en el proyecto que se presenten en su ejecución.

### 3.2.2 Funciones a realizar por el ingeniero director

Es el máximo responsable de la ejecución del proyecto, decide sobre comienzo, ritmo y calidad de los trabajos. Velará por el cumplimiento de estos y por las condiciones de seguridad del personal.

Las funciones que corresponden al ingeniero director son:

- 1.- Redactar los complementos o rectificaciones del proyecto que se precisen.
- 2.- Asistir a los trabajos las veces necesarias.
- 3.- Aprobar las certificaciones parciales del proyecto, la liquidación final y asesorar al promotor en el acto de la recepción.
- 4.- Preparar la documentación final del proyecto, expedir y suscribir el certificado final de la misma.



### 3.3 CONDICIONES GENERALES DE LA EJECUCIÓN

#### 3.3.1 Condiciones generales de ejecución de los trabajos

Los trabajos se ejecutarán con estricta sujeción al proyecto, a las modificaciones de este que hayan sido aprobadas y a las órdenes e instrucciones que entreguen por escrito bajo su responsabilidad el ingeniero, o ingeniero técnico.

#### 3.3.2 Trabajos defectuosos

Los fabricantes e instaladores deberán emplear materiales que cumplan las condiciones exigidas en las condiciones técnicas generales y particulares de los planos y realizar los trabajos de acuerdo con lo especificado en el pliego. Son los responsables de la ejecución y de los defectos derivados de una mala ejecución.

#### 3.3.3 Materiales defectuosos

El ingeniero dará orden a los proveedores de sustituir los materiales y aparatos defectuosos por otros que satisfagan las condiciones de calidad exigidas en el presente pliego de condiciones.

#### 3.3.4 Pruebas y ensayos

Los gastos ocasionados por pruebas y ensayos corren por cuenta de los ensambladores y fabricantes, pudiéndose repetir aquellas piezas que no ofrezcan las suficientes garantías.

### 3.4 CONDICIONES GENERALES ECONÓMICAS

En este apartado se describen y regulan las relaciones económicas entre la propiedad y la contrata, así como la dirección de control de la dirección facultativa.

Todos los intervinientes en el proceso de montaje tienen derecho a percibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación con arreglo a las condiciones contractuales establecidas.

La propiedad y los contratistas pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago.

#### 3.4.1 Los precios

Todos los precios unitarios a que se refiere las normas de medición y valoración de la fabricación del prototipo contenido en este Pliego de Condiciones se entenderá que incluyen siempre el suministro, manipulación y empleo de todos los materiales necesarios para la ejecución de las unidades de obra correspondientes, a menos que explícitamente se excluyan algunos de ellos.

Asimismo, se entenderá que todos los precios unitarios comprenden los gastos de maquinaria, mano de obra, elementos, accesorios, transportes, herramientas, gastos generales y toda clase de operaciones, directas o incidentales, necesarias para dejar las unidades de obra terminadas con arreglo a las condiciones especificadas en los artículos de este Pliego de Condiciones.

También queda incluido en el precio la parte proporcional para la realización de ensayos acreditativos de las calidades previstas.

La descripción de las operaciones y materiales necesarios para ejecutar las unidades de obra que figuran en el Pliego de Condiciones del Proyecto no es exhaustiva. Por lo tanto, cualquier operación o material no descrito o relacionado, pero necesario para ejecutar una unidad de obra, se considera siempre incluido en los precios.

Asimismo, las descripciones que en algunas unidades de obra aparezcan de los materiales y operaciones que se incluyen en el precio, es puramente enunciativa y complementaria para la mejor comprensión del concepto que representa la unidad de obra.

El cálculo de los precios es el resultado de sumar los costes y los gastos generales.

Los costes son: Mano de obra, los materiales, y equipos y sistemas técnicos de seguridad e higiene.

Los gastos generales son: gastos generales de empresa, gastos financieros, cargas fiscales, tasas de la administración. También se fija como un porcentaje, en este caso de la suma de costes directos e indirectos.

Precio de ejecución material: El resultado obtenido por la suma de las anteriores partidas exceptuando el beneficio industrial.

Precio de contrata: - Es la suma de costes directos, indirectos, gastos generales y beneficio industrial. El IVA se aplica a este precio.

### 3.5 CONDICIONES QUE DEBERÁN SATISFACER LOS MATERIALES

Todos los materiales deberán reunir las condiciones que para cada uno de ellos se especifican en los artículos siguientes, desechándose los que a juicio de la Dirección Facultativa no las reúnan, sin que ello pueda dar lugar a reclamación alguna por parte del Contratista.

#### 3.5.1 Tornillería

La tornillería empleada para la fijación de las piezas a los soportes y placas, así como tuercas y cualquier tipo de chavetas, serán de acero con recubrimiento superficial según normas.

#### 3.5.2 Chasis y piezas críticas

Dichas piezas se describen en los planos del Documento nº2, y deberán ser de acero S 275 JR perfectamente mecanizadas según normativa específica de dicho elemento (norma DIN 876 y DIN650).

### 3.5.3 Tratamiento de las piezas

Los componentes que requieren de un tratamiento superficial serán los engranajes y poleas de los elementos de transmisión, y los ejes y las guías por ser las piezas más críticas: tratamiento de templado y revenido. Para el tratamiento, se seguirá la norma UNE correspondiente.

### 3.5.4 Tolerancias y acabados

Es imprescindible que la superficie de contacto entre las guías y las ruedas de los patines estén perfectamente mecanizadas para evitar desalineaciones.

Las piezas del accionamiento del giro de la base han de cumplir de forma adecuada la geometría y posición de sus correspondientes piezas, para asegurar el buen engrane la base inferior.

## 3.6 MECANIZACIÓN DE LAS PIEZAS

Los chasis tanto de la base como del soporte de las pantallas están diseñados a partir de largos cuadrados normalizados, cortados y soldados.

## 3.7 INTERPRETACIÓN DE DOCUMENTOS Y PLANOS

La interpretación técnica del proyecto corresponderá al contratista, que deberá ejecutar por su cuenta todos los dibujos y planos de detalle necesarios para facilitar y organizar la ejecución de los trabajos.

Dichos planos, acompañados con todas las justificaciones correspondientes, deberá someterlos a la aprobación de la entidad de la construcción, a medida que sea necesario, pero en todo caso con 8 días de antelación a la fecha en que piense ejecutar los trabajos a que dichos diseños se refieran.

La entidad de la fabricación y/o ensamble dispondrá de un plazo de cinco días a partir de la recepción de dichos planos para examinarlos y devolverlos al Contratista debidamente aprobados o acompañados de sus observaciones.

El Contratista será responsable de los retrasos que se produzcan en la ejecución de los trabajos como consecuencia de una entrega tardía de dichos planos, así como de las correcciones y complementos de estudio necesarios.

### 3.8 ESTRUCTURA METÁLICA

#### 3.8.1 Perfiles y material

Se utilizarán perfiles normalizados para la construcción completa de la estructura metálica interior. Se procederá según planos.

El material de dichos perfiles es el S 275 JR, tal y como se describe en la memoria, y se acogerá a la norma UNE-EN 10020:2001 debiéndose cumplir exactamente las prescripciones sobre composición química y características mecánicas estipuladas en dicha norma.

#### 3.8.2 Soldadura

El calculista presentará, a petición del Ingeniero Director de la obra, la marca y clase de los electrodos a emplear en la ejecución de las soldaduras.

El contratista queda obligado a almacenar los electrodos recibidos en condiciones tales que no puedan perjudicar las características del material de aportación.

En la ejecución de las uniones soldadas se tendrán muy presentes las siguientes prescripciones:

- a) Los empalmes se verificarán siempre antes que las uniones de los perfiles simples entre sí para constituir el perfil compuesto.
- b) Las uniones de perfiles simples para constituir las barras se realizarán antes que las uniones de nudos.

c) Se dejará la máxima libertad posible a los movimientos de retracción de la soldadura; y por tanto se procederá en todas las uniones desde el centro hacia los bordes de la barra o desde el centro hacia los extremos de los perfiles.

d) A fin de evitar en lo posible las deformaciones residuales se conservará la mayor simetría posible en el conjunto de las soldaduras efectuadas. Ello obliga también a llevar la soldadura desde el centro hacia los bordes; pero simultánea o alternativamente por un lado y otro de la barra, disponiendo para ello de los elementos auxiliares de volteo que sean necesarios.

e) Se evitará la excesiva acumulación de calor en las zonas localizadas de la estructura. Para ello se espaciará suficientemente el depósito de los cordones sucesivos y se adoptarán las secuencias convenientes a la disipación del calor.

f) Antes de comenzar la soldadura se limpiarán los bordes de las piezas a unir con cepillo de alambre o con cualquier otro procedimiento, eliminando cuidadosamente todo rastro de grasa, pintura o suciedad.

g) Se ha de depositar un cordón sobre otro previamente ejecutado, se cuidará de eliminar completamente la escoria del primero mediante un ligero martilleado con la piqueta y el cepillo de alambre.

h) Antes de pintar se eliminará la última capa de escoria. La superficie vista de la soldadura presentará siempre un terminado regular, acusando una perfecta fusión del metal y una perfecta regulación de la corriente eléctrica empleada, sin poros, mordeduras, oquedades, ni rastros de escoria.

### 3.8.3 Montaje

El montaje de dicha estructura se regirá de acuerdo con la normativa CTE vigente: Cálculo y ejecución de estructura metálica y Montaje de estructuras metálicas y uniones.

El contratista podrá organizar los trabajos en la forma que estime conveniente, pero tendrá la obligación de presentar, por anticipado, al Ingeniero Director de la obra un programa detallado de los mismos, en el que justifique el cumplimiento de los plazos previstos.

Podrá preparar en su propio taller todas las barras o partes de la estructura que sean susceptibles de un fácil transporte, dando en este caso las máximas facilidades para que, dentro

de su factoría se pueda realizar la labor de inspección que compete al Ingeniero Director. Todas las operaciones de enderezado de perfiles o chapas se realizarán en frío.

Los cortes y preparación de bordes para la soldadura podrán realizarse con soplete oxi-acetilénico, con sierra o con herramienta neumática.

Deberán eliminarse siempre las rebabas, tanto las de laminación como las originadas por las operaciones de corte.

Serán rechazadas todas las barras o perfiles que presenten en su superficie ondulaciones, fisuras o defectos de borde que, a juicio del Ingeniero Director puedan causar un efecto apreciable de entalle.

### 3.9 CONDICIONES GENERALES DE SEGURIDAD E HIGIENE

#### a) Normas armonizadas europeas

- EN 292-2. Conceptos básicos, principios generales para el diseño.
- EN 1050. Evaluación de riesgos.
- EN 292-1. Conceptos básicos, principios generales para el diseño.
- EN 60204-1. Equipo eléctrico de las máquinas.
- EN 418. Equipo de parada de emergencia, aspectos funcionales.
- EN 954. Partes de los sistemas de mando relacionados con la seguridad.
- EN 1037. Prevención de una puesta en marcha intempestiva.
- EN 294. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores.
- EN 811. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros inferiores.
- EN 349. Distancias mínimas para evitar el aplastamiento de partes del cuerpo humano
- EN 953. Principios generales para el diseño y construcción de resguardos tanto fijos como móviles.
- EN 457. Señales audibles de peligro.
- EN 983. Requisitos de Seguridad para las transmisiones neumáticas.

#### b) Índice de legislación sobre seguridad en máquinas

- DIRECTIVA 2006/42/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 17 de mayo de 2006

### 3.9.1 Señalización y precauciones

Durante la ejecución de los trabajos, el Contratista colocará señalización o vallas para advertir del peligro de la maquinaria y manipulación, durante la construcción de la máquina y las instalaciones.

Queda prohibida la fijación de anuncios en las vallas o cercas de precaución que instale el Contratista con motivo de la ejecución de las obras objeto de esta Contrata.

No se considerará anuncio, el nombre o anagrama de la empresa Contratista, que obligatoriamente debe figurar en las vallas.

### 3.9.2 Parada de emergencia

Como toda máquina que pueda necesitar ser parada lo más rápidamente posible, con el fin de evitar o minimizar los posibles daños, el simulador deberá estar dotado de un sistema de paro de emergencia.

En todo caso, la parada de emergencia no supondrá nuevos riesgos para las personas.

### 3.9.3 Mantenimiento, ajuste, regulación u otras operaciones a efectuar en los mecanismos

Las máquinas deberán estar diseñadas para que las operaciones de verificación, reglaje, regulación, engrase o limpieza se puedan efectuar sin peligro para el personal, en lo posible desde lugares fácilmente accesibles, y sin necesidad de eliminar los sistemas de protección.

En caso de que dichas operaciones u otras, tengan que efectuarse con la máquina o los elementos peligrosos en marcha y anulados los sistemas de protección, al anular el sistema de protección se deberá cumplir:

- La máquina sólo podrá funcionar a velocidad muy reducida, golpe a golpe, o a esfuerzo reducido.



- El mando de la puesta en marcha será sensitiva. Siempre que sea posible, dicho mando deberá disponerse de forma que permita al operario ver los movimientos mandados.

### 3.10 CONDICIÓN FINAL

Los documentos redactados por el técnico que suscribe, así como el conjunto de normas y condiciones que figuran en este pliego de condiciones, aprobado por el Consejo Superior de Ingenieros de España y adoptado por la Dirección General de Ingeniería, constituyen el contrato que determina y regula las obligaciones y derechos de las partes contratantes, las cuales se obligan a dirimir sus diferencias por amigables componedores y preferentemente el Ingeniero Director de obras o por los ingenieros designados a este efecto por la Delegación Provincial correspondiente al Colegio de Ingenieros.



**DOCUMENTO N°4**

**PRESUPUESTO**

## 4 PRESUPUESTO

### 4.1 INTRODUCCIÓN

El presente presupuesto se ha elaborado en base a los planos y proceso de fabricación, siguiendo la misma estructura de subsistemas mostrada en los mismos.

El presupuesto se divide en cuatro partes:

- Costes de referencia. Costes de mano de obra y materiales.
- Costes unitarios.
  - + Costes de fabricación de componentes.
  - + Costes de adquisición de componentes.
  - + Costes de montaje de subsistemas.
- Costes de cada subsistema (según la estructura empleada en los planos). En los subsistemas que abarcan a otros menores se emplea el costo de este previamente calculado.
- Montante total del proyecto.

### 4.2 COSTES DE REFERENCIA

Mano de obra	35 €/hora
Cuadrado de 30x30x2,6 S275JR	0,00251 €/mm
Cuadrado de 180 x 100 S275JR	0,01268 €/mm
Perfil LD de 150 x 80 x 10 (S275JR)	0,04259 €/mm

Tubo de Ø70x5 (S275JR)	0,00622 €/mm
Placa de 15mm S275JR	0,0001265 €/mm <sup>2</sup>
Placa de 10mm S275JR	0,00005502 €/mm <sup>2</sup>
Chapa de 5mm S275JR	0,00003251 €/mm <sup>2</sup>
Chapa de 3mm S275JR	0,00002386 €/mm <sup>2</sup>
Chapa de 1mm S275JR	0,00001624 €/mm <sup>2</sup>
Redondo Ø35	0,05979 €/mm
Redondo Ø40	0,07717 €/mm
Redondo Ø60 30CrNiMo8	0,32952 €/mm
Redondo Ø200	1,90032 €/mm
Correa OPTIBELT	65,95€/m

#### 4.3 COSTES UNITARIOS DE LAS PIEZAS A FABRICAR

Referencia:	110 001	Denominación:	Placa Base Inferior
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 10mm		9x10 <sup>6</sup> mm <sup>2</sup>	495,18 €
			€
Tiempo de fabricación:	5 horas		175 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>670,18 €</b>

Referencia:	120 001	Denominación:	Chasis Base Superior
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Perfil Cuadrado 180x80x2,6	8664		109,86 €
			€
Tiempo de fabricación:	2 horas		70 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>179,86 €</b>

Referencia:	120 002	Denominación:	Placa Base Superior
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 5mm		9x10 <sup>6</sup> mm <sup>2</sup>	495,18 €
			€
Tiempo de fabricación:	8 horas		280 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>775,18 €</b>

Referencia:	120 003	Denominación:	Faldón Base Superior
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 1mm		91x10 <sup>4</sup> mm <sup>2</sup>	14,78 €
			€
Tiempo de fabricación:	1 horas		35 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>49,78 €</b>

Referencia:	120 004	Denominación:	Caja Componentes
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 1mm		61x10 <sup>5</sup> mm <sup>2</sup>	98,98 €
			€
Tiempo de fabricación:	4 horas		140 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>238,98 €</b>

Referencia:	120 005	Denominación:	Anclaje Actuadores
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 10mm		13x10 <sup>4</sup> mm <sup>2</sup>	7,24 €
			€
Tiempo de fabricación:	2 horas		70 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>77,24 €</b>

Referencia:	121 002	Denominación:	Fijador Piñón Motor
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Placa de 10mm		7853,981634	0,43 €
			€
Tiempo de fabricación:	2 horas		70,00 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>70,43 €</b>

Referencia:	122 001	Denominación:	Brida Sujeción Base Superior
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Placa de 20mm		31415,92654	3,14 €
			€
Tiempo de fabricación:	3 horas		105,00 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>108,14 €</b>

Referencia:	122 002	Denominación:	Eje Giro Acc. Giro Base
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Redondo Ø60	270		89,1 €
			€
Tiempo de fabricación:	5 horas		175 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>264,1 €</b>

Referencia:	122 003	Denominación:	Casquillo Separador
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Redondo Ø60	142		46,86 €
			€
Tiempo de fabricación:	3 horas		105 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>151,86 €</b>

Referencia:	122 004	Denominación:	Casquillo Sep Engranaje
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Placa de 15mm		3848,451001	19,24 €
			€
Tiempo de fabricación:	1,5 horas		52,50 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>71,74 €</b>

Referencia:	122 005	Denominación:	Soporte Acc. Giro Base
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 10mm		86420	4,75 €
			€
Tiempo de fabricación:	3 horas		105 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>109,753 €</b>

Referencia:	310 000	Denominación:	Chasis Simulación
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 10mm	6x	29 x 10 <sup>3</sup> mm <sup>2</sup>	9,57 €
Chapa de 5mm	6x	4225 mm <sup>2</sup>	0,824 €
Chapa de 10mm	6x	71 x 10 <sup>3</sup> mm <sup>2</sup>	23,43 €
Tubo Ø70x5	3x	8590 mm	160,3 €
Chapa de 5mm	3x	88 x 10 <sup>3</sup> mm <sup>2</sup>	8,58 €
Chapa de 5mm	1x	21 x 10 <sup>5</sup> mm <sup>2</sup>	68,271 €
Tiempo de fabricación:	40	horas	1400 €
			<b>Coste unitario 1433 €</b>

Referencia:	320 001	Denominación:	Chasis Pantallas
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Cuadrado de 30x30x2,5	13621mm		34,2 €
			€
Tiempo de fabricación:	8	horas	280 €
			<b>Coste unitario 314,2 €</b>

Referencia:	330 001	Denominación:	Mesa Volante
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 3mm		11x10 <sup>5</sup> mm <sup>2</sup>	248,4 €
			€
Tiempo de fabricación:	3	horas	105 €
			<b>Coste unitario 353,4 €</b>



Referencia:	330 002	Denominación:	Soporte Volante
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
Chapa de 3mm		69000 mm <sup>2</sup>	1,65 €
			€
Tiempo de fabricación:	1 horas		35 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>36,65 €</b>

Referencia:	340 001	Denominación:	Perfil Soporte Asiento
<u>Material:</u>	<u>Longitud</u>	<u>Superficie</u>	Costes
LD 150x80x10	320 mm		13,63 €
			€
Tiempo de fabricación:	1 horas		35 €
		<b>Coste unitario</b>	<b>48,63 €</b>

#### 4.4 COSTE DE ADQUISICIÓN DE COMPONENTES

<u>Nombre</u>	<u>Coste Unidad</u>
Engranaje Z=30 m10	600 €
Engranaje Z=75 m10	1300 €
Guía INA	2500 €
Patín INA	280 €
Soporte Goma E-Guía	3,45 €
Tapón Plástico Ø20	0,58 €
Servomotor YASKAWA	1500 €



Reductor NEUGART	800 €
Polea Primaria OPTIBELT	215 €
Polea Secundaria OPTIBELT	325 €
Rodamiento de Bolas Angular SKF	80 €
Rodamiento de Rodillos Inclinaados SKF	140 €
Actuador Lineal LAMagnet LINAK	450 €
Junta Doble Cardan + Cruceta	180 €
Pedales Logitech G25	50 €
Volante Logitech G25	150 €
Monitor Samsung C24F390	180 €
Asiento Sparco Pro ADV1	650 €
Chaveta 5x5x20 DIN 6885 B	2,48€/m
Chaveta 8x5x20 DIN 6885 B	3,56€/m
Chaveta 12x8x40 DIN 6885 B	4,81€/m
Chaveta 12x8x60 DIN 6885 B	5,29€/m
Tornillo M6x12 DIN 912	0,06744 €
Tornillo M8x12 DIN 912	0,09859 €
Tornillo M10x30 DIN 912	0,2268 €
Tornillo M10x35 DIN 912	0,2412 €
Tornillo M16x45 DIN 912	0,7529 €

Arandela M6 DIN 125	0,00621 €
Arandela M8 DIN 125	0,01134 €
Arandela M10 DIN 6798-A	0,0189 €
Arandela M16 DIN 125	0,06066 €
Tuerca M8 DIN 934	0,0176 €
Tuerca M10 DIN 439	0,0211 €
Tuerca M10 DIN 934	0,0293 €
Tuerca M16 DIN 439	0,0825 €
Tuerca M16 DIN 934	0,0899 €

#### 4.5 COSTES DE MONTAJE DE SUBSISTEMAS

##### 4.5.1 Subsistemas de 4º nivel

Referencia:	121 000	Denominación:	Conjunto Motor Giro Base	
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Motor YASKAWA		1	1500	€
Reductor NEUGART		1	800	€
Piñón Primario		1	215	€
Fijación Piñón Motor	121 002	1	71,93	€
Tornillo M16x30 DIN 912		4	0,3843	€
Arandela M10 DIN 6798-A		1	0,0198	€
Tornillo M10x30 DIN 912		1	0,2268	€
Tiempo de montaje:	1 horas		35	€
			<b>Coste total</b>	<b>1822,56 €</b>

Referencia: 122 000		Denominación: Conjunto Acc. Giro Base		
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Brida Sujeción Base Superior	122 001	1	152,51	€
Polea Secundaria OPTIBELT		1	325	€
Engranaje z=30 m10		1	600	€
Soporte Giro Base	122 005	1	108,38	€
Chaveta 5x5x20 DIN 6885-A		1	0,0496	€
Chaveta 5x5x15 DIN 6885-A		1	0,0372	€
Eje Acc Giro Base	122 002	1	203,43	€
Tuerca M16 439		1	0,0825	€
Tuerca M16 934		1	0,0899	€
Arandela M16 DIN 125-A		1	0,06066	€
Rodamiento de bolas angular	30208	1	80	€
Rodamiento rodillos inclinado	7208	1	140	€
Casquillo Separador Piñón	122 003	1	114,48	€
Casquillo Separador Engranaje	122 004	1	56,29	€
Tiempo de montaje:	2	horas	70	€
			<b>Coste total</b>	<b>1850,41 €</b>

#### 4.5.2 Subsistemas de 3º nivel

Referencia:	110 000	Denominación:	Base Inferior	
	<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>
	Placa Base Inferior	110 001	1	670,18 €
	Soporte Goma E-Guia		36	124,2 €
	Tuerca M8 DIN 934		36	0,6336 €
	Guía INA		1	2500 €
	Tornillo M10x35 DIN 912		40	9,648 €
	Tuerca M10 DIN 439		40	0,844 €
	Engranaje z=75 m10		1	4500 €
	Tornillo M16x45 DIN 912		20	15,058 €
	Tuerca M16 DIN 439		20	1,798 €
	Tiempo de montaje:	4 horas		140 €
			<b>Coste total</b>	<b>7962,36 €</b>

Referencia:	120 000	Denominación:	Base Superior	
	<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>
	Chasis Base Superior	120 001	1	337,87 €
	Placa Base Superior	120 002	1	775,18 €
	Faldón Base Superior	120 003	1	84,78 €
	Patines INA		6	1680 €
	Arandela M8 DIN 125		24	0,27216 €
	Tornillo M8x12 Din 912		24	2,36616 €
	Tapón Plástico Ø20		24	12 €
	Conjunto Motor Giro Base	121 000	1	1895,65 €
	Tornillo M10x30 DIN 912		20	4,536 €
	Conjunto Acc Giro Base	122 000	2	3700,82 €
	Caja Componentes	120 004	1	238,98 €
	Tornillo M6x12 DIN 912		18	1,21392 €
	Anclaje Actuadores	120 005	3	336,72 €
	Tuerca M10 DIN 934		20	0,586 €
	Tiempo de montaje:	20 horas		700 €
			<b>Coste total</b>	<b>9770,97 €</b>

Referencia:	320 000	Denominación:	Conjunto Pantallas	
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Chasis Pantallas	320 001	1	314,2	€
Monitor Samsung		3	540	€
Arandela M6 DIN 125		24	0,149	€
Tornillo M6x12 DIN 912		12	0,8093	€
Tiempo de montaje:	2	horas	70	€
			<b>Coste total</b>	<b>925,16 €</b>

Referencia:	330 000	Denominación:	Mesa	
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Mesa Volante	330 001	1	356,4	€
Soporte Volante	330 002	1	36,65	€
Arandela M10 DIN 125		8	0,1512	€
Tornillo M10x30 DIN 912		4	0,9072	€
Tuerca M10 DIN 934		4	0,1172	€
Volante Logitech		1	150	€
Tornillo M8x12 DIN 912		2	0,1972	€
Tiempo de montaje:	1	horas	35	€
			<b>Coste total</b>	<b>579,42 €</b>

Referencia:	340 000	Denominación:	Conjunto Asiento	
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Asiento Sparco		1	650	€
Perfil Soporte Asiento	340 001	2	97,26	€
Tornillo M8x12 DIN 912		4	0,3943	€
Tiempo de montaje:	1	horas	35	€
			<b>Coste total</b>	<b>782,65 €</b>

#### 4.5.3 Subsistemas de 2º nivel

Referencia:	100 000	Denominación:	Base Simulador	
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Base Inferior	110 000	1	7962,36	€
Base Superior	120 000	1	9770,97	€
Tiempo de montaje:	5	horas	175	€
			<b>Coste total</b>	<b>17908,33 €</b>

Referencia:	200 000	Denominación:	Actuadores Lineales + Cardans	
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Actuador lineal		1	450	€
Cardan Doble + Cruceta		2	180	€
Tornillo M10x30 DIN 912		12	2,7216	€
Tuerca M10 DIN 934		6	0,1758	€
Tiempo de montaje:	2	horas	70	€
			<b>Coste total</b>	<b>702,90 €</b>

Referencia:	300 000	Denominación:	Plataforma Simulación	
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Chasis Simulación	310 000	1	1433	€
Conjunto Pantallas	320 000	1	925,16	€
Conjunto Mesa	330 000	1	579,42	€
Pedales Logitech		1	50	€
Conjunto Asiento	340 000	1	782,65	€
Tornillo M8x12 DIN 912		12	1,183	€
Arandela M10 DIN 125		4	0,756	€
Tornillo M10x30 DIN 912		4	0,8944	€
Tiempo de montaje:	10	horas	350	€
			<b>Coste total</b>	<b>4123,06 €</b>

#### 4.6 MONTAJE TOTAL DEL PROYECTO

Referencia:	000 000	Denominación:	SIMULADOR CONDUCCIÓN	
<u>Nombre Pieza</u>	<u>Referencia</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Coste</u>	
Base Simulador	100 000	1	17908,33	€
Actuadores Lineales + Cardans	200 000	6	702,9	€
Plataforma Simulación	300 000	1	4123,06	€
Tornillo M10x30 DIN 912		72	16,3296	€
Tuerca M10 DIN 934		72	17,3664	€
Tiempo de montaje:	10	horas	350	€
			<b>Coste Proyecto</b>	<b>23117,99 €</b>

Asciende el presupuesto de ejecución por contrata a la cantidad de Veintitrés mil Ciento Dieciocho Euros.





# **DOCUMENTO Nº5**

## **ÍNDICES DE ILUSTRACIONES Y FICHAS TÉCNICAS**

## 5 ÍNDICE DE ILUSTRACIONES Y FICHAS TÉCNICAS

### 5.1 ÍNDICE DE ILUSTRACIONES DE LA MEMORIA DESCRIPTIVA

Ilustración 1. Esquema de la acción de un simulador de conducción en situaciones de aceleración y deceleración .....	9
Ilustración 2. Simulador de CXC Simulations .....	10
Ilustración 3. Simulador de Motion-Sim .....	10
Ilustración 4. Simulador de la Scuderia Ferrari .....	11
Ilustración 5. Simulador objeto del proyecto.....	12
Ilustración 6. Sistema de giro de la base.....	13
Ilustración 7. Sistema de articulación del simulador .....	13
Ilustración 8. Chasis del simulador.....	14
Ilustración 9. Actuador Eléctrico de LINAK.....	19
Ilustración 10. Junta Simple Cardan .....	20
Ilustración 11. Peso sobre los raíles .....	22
Ilustración 12. Fragmento de la ficha técnica de los patines LFDL52-B.....	23
Ilustración 13. Tabla de coeficientes de fricción según materiales .....	23
Ilustración 14. Motor eléctrico YASKAWA - SGM7G-75D7F6F.....	24
Ilustración 15. Especificaciones del motor eléctrico SGM7G-75D7F6F.....	25
Ilustración 16. Esquema conceptual de la transmisión de la base .....	26
Ilustración 17. Buscador online de Neugart.....	27
Ilustración 18. Datos técnicos del reductor seleccionado .....	28
Ilustración 19. Isométrica del reductor planetario seleccionado .....	28
Ilustración 20. Configurador con análisis de compatibilidad de Neugart.....	29
Ilustración 21. Fórmula sobre el cálculo del factor de carga en el dimensionamiento de las correas, del catálogo de Optibelt.....	31

Ilustración 22. Tabla del factor de carga básico para el dimensionamiento de las correas, del catálogo de Optibelt.....	32
Ilustración 23. Tabla del factor de corrección de velocidad para el cálculo del factor de carga, del catálogo de Optibelt.....	33
Ilustración 24. Tabla del factor de corrección de fatiga para el cálculo del factor de carga, del catálogo de Optibelt.....	33
Ilustración 25. Diagrama para la selección del tipo de correa a utilizar en la cadena cinemática, del catálogo de Optibelt.....	34
Ilustración 26. Indicaciones para seleccionar el nº de dientes de las poleas de entrada y salida de potencia, del catálogo de Optibelt.....	35
Ilustración 27. Tabla de diámetros de las poleas según el nº de dientes, del catálogo de Optibelt.....	36
Ilustración 28. Imagen donde vemos la longitud teórica necesaria de la correa. ....	37
Ilustración 29. Indicaciones del catálogo de Optibelt de dónde buscar las longitudes de correas estandarizadas. ....	37
Ilustración 30. Tabla de selección de la longitud de correa comercial de Optibelt. ....	38
Ilustración 31. Indicaciones del catálogo de Optibelt de dónde buscar los factores de longitud y simultaneidad de dientes para el cálculo de la potencia nominal transmitida. ....	39
Ilustración 32. Factor de longitud para el cálculo de la potencia nominal transmitida, del catálogo de Optibelt. ....	39
Ilustración 33. Ángulo de abrazamiento medido en SolidWorks.....	40
Ilustración 34. Factor de simultaneidad de dientes para el cálculo de la potencia nominal transmitida, del catálogo de Optibelt. ....	41
Ilustración 35. Tabla para la obtención de la Potencia nominal sin corregir por correas dentadas, del catálogo de Optibelt.....	42
Ilustración 35. Tabla para la selección de las poleas dentadas, del catálogo de Optibelt.....	44
Ilustración 37. Modelado del árbol en KissSoft.....	56
Ilustración 38. Indicaciones del catálogo de Optibelt de cómo calcular la fuerza tensora de las poleas dentadas. ....	57

Ilustración 39. Resumen de los resultados del diseño del eje en KissSoft.....	58
Ilustración 40. Gráfico de KissSoft donde se indica la zona aproximada donde se produce la mayor deflexión lineal.....	58
Ilustración 41. Extracto del protocolo de KissSoft donde se indica la zona exacta donde se produce la mayor deflexión lineal.....	59
Ilustración 42. Tabla de deformaciones lineales máximas permisibles en árboles de transmisión.....	59
Ilustración 43. Tabla de deformaciones lineales y angulares máximas permisibles en árboles de transmisión.....	60
Ilustración 44. Extracto de los resultados de sollicitaciones en el punto donde se encuentra el engranaje en el eje.....	60
Ilustración 45. Isométrica del chasis cuestión de estudio.....	90

## 5.2 INDICE DE FICHAS TÉCNICAS DE LOS ANEXOS

FICHA TÉCNICA ACTUADOR LINEAL

FICHA TÉCNICA SERVOMOTOR

FICHA TÉCNICA REDUCTOR PLANETARIO

## 3D PDF DATASHEET



 eCATALOG solutions




 BIM catalogs.net



 PART solutions



Create Your Individual 3D PDF Datasheet 

Learn How to Create Your Mechanical Product Catalog 

Learn How to Create Your BIM Product Catalog 

Reduce Your Costs in Engineering and Purchasing 

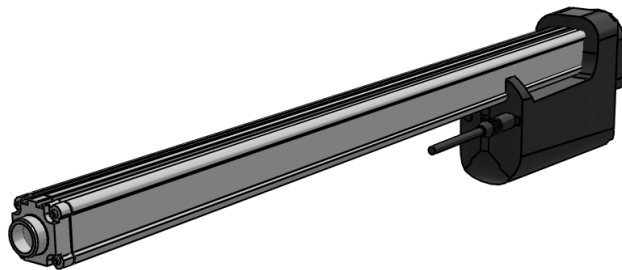
## LA362600Magnet for adjustable reed switchCA00S0B600B210

Linear actuators



### 3D View

To activate the interactive 3D view, you must trust this document (see hint on the top) in Adobe Acrobat and click on the question mark.



#### Zoom

Moves you toward or away from objects in the scene when you drag vertically. You can also zoom with the hand tool by holding down Shift as you drag.

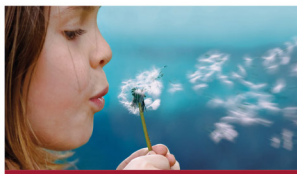
#### Pan

Moves the model vertically and horizontally only. You can also pan with the hand tool: Ctrl-drag.

#### Rotate

Turns 3D objects around relative to the screen. How the objects move depends on the starting view, where you start dragging and the direction in which you drag.

3D PDF DATASHEET



eCATALOGsolutions



BIM catalogs.net



PARTsolutions



Create Your Individual 3D PDF Datasheet



Learn How to Create Your Mechanical Product Catalog



Learn How to Create Your BIM Product Catalog



Reduce Your Costs in Engineering and Purchasing



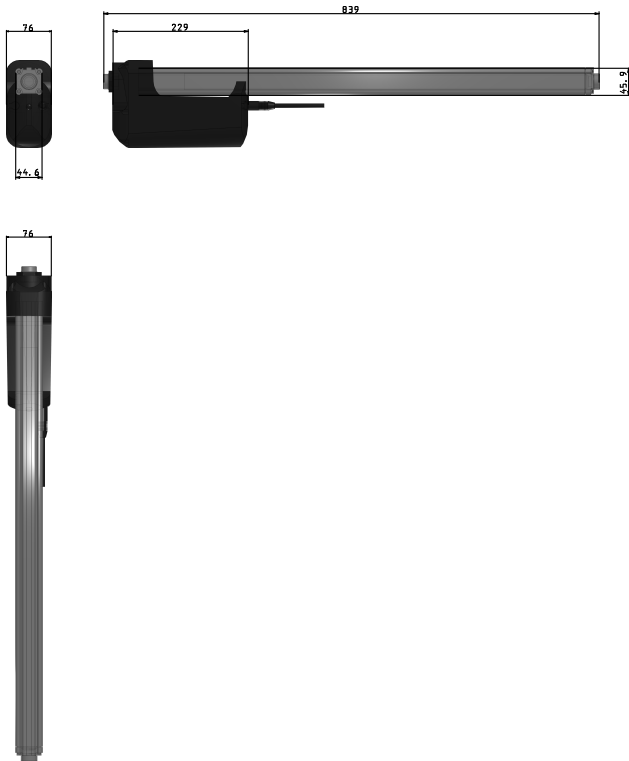
## LA362600Magnet for adjustable reed switchCA00S0B600B210

Linear actuators



2D derivation

ISO View





eCATALOGsolutions



BIM catalogs.net



PARTsolutions



Create Your Individual 3D PDF Datasheet

Learn How to Create Your Mechanical Product Catalog

Learn How to Create Your BIM Product Catalog

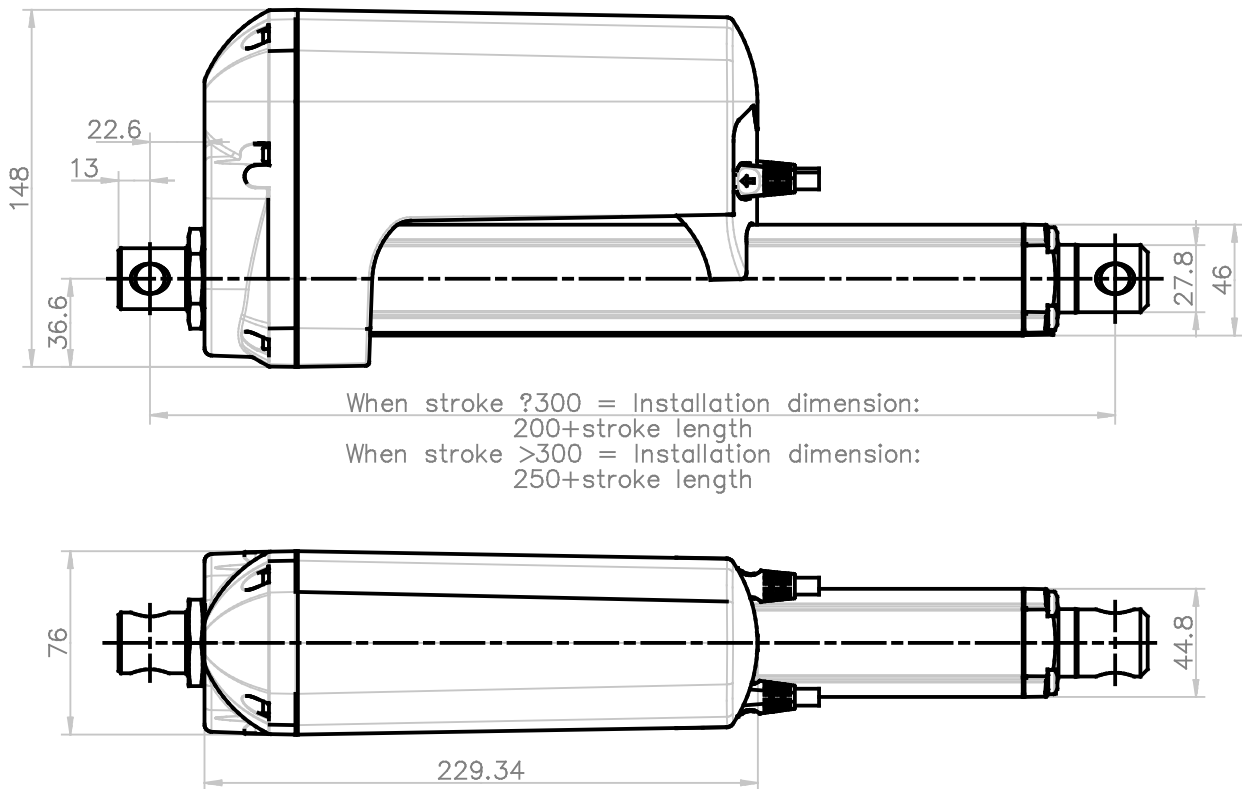
Reduce Your Costs in Engineering and Purchasing

## LA362600Magnet for adjustable reed switchCA00S0B600B210

Linear actuators



### Technical drawings



## 3D PDF DATASHEET



 eCATALOG solutions




 BIM catalogs.net



 PART solutions



Create Your Individual 3D PDF Datasheet 

Learn How to Create Your Mechanical Product Catalog 

Learn How to Create Your BIM Product Catalog 

Reduce Your Costs in Engineering and Purchasing 

## LA362600Magnet for adjustable reed switchCA00S0B600B210

Linear actuators



### Technical Data

TYPE ( )	LA36
LOAD (Load / N)	2600
SPEED (Max speed / mm/s)	40
ADJUSTABLEREED (Adjustable reed switch)	Magnet for adjustable reed switch
BF (Back Fixture)	M20x1 female adapter
PRE (Piston Rod Eye)	M20x1 female adapter
HUB (Stroke length / mm)	600
HUBST ( / mm)	0
INFO (PDF Data Sheet)	PDF Data Sheet
SN (Safety nut)	With safety nut
ES (End Stop)	No limit switch
FB (Feedback)	Analogue feedback 0-10V
MT (Motor Type)	24 VDC
IP (IP Degree)	IP66 Dynamic / IP69k Static
CAB (Cables)	1,5m cable



## 3D PDF DATASHEET



 eCATALOG solutions




 BIM catalogs.net



 PART solutions



Create Your Individual 3D PDF Datasheet 

Learn How to Create Your Mechanical Product Catalog 

Learn How to Create Your BIM Product Catalog 

Reduce Your Costs in Engineering and Purchasing 

## LA362600Magnet for adjustable reed switchCA00S0B600B210

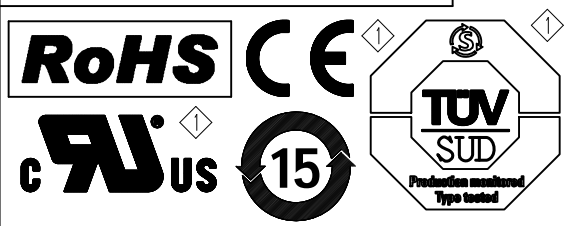
Linear actuators



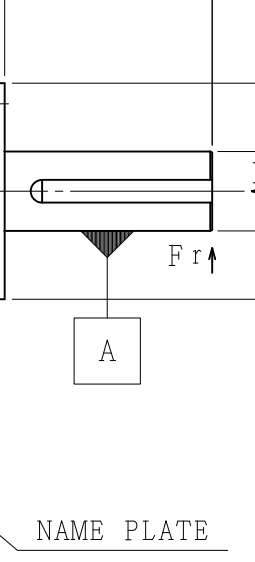
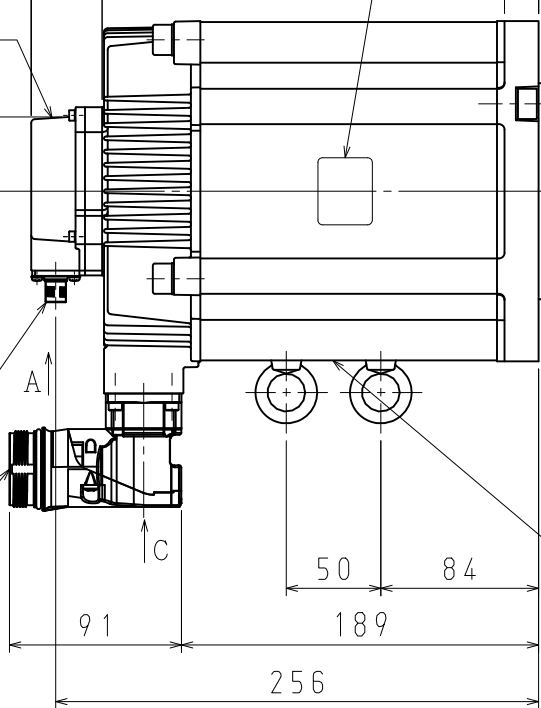
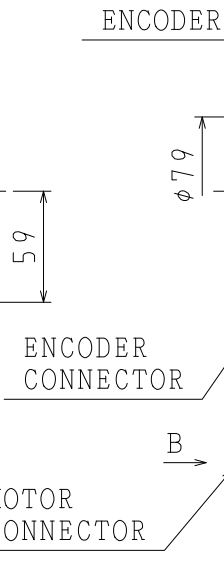
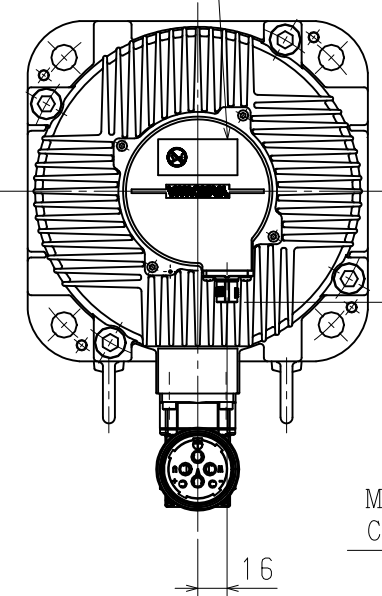
### Bill of Materials

N°	Description	Amount
1	LA36CA00S0B600B21	1
1.1	LA36_P4-031016	1

DWG. NO. 900-191-871



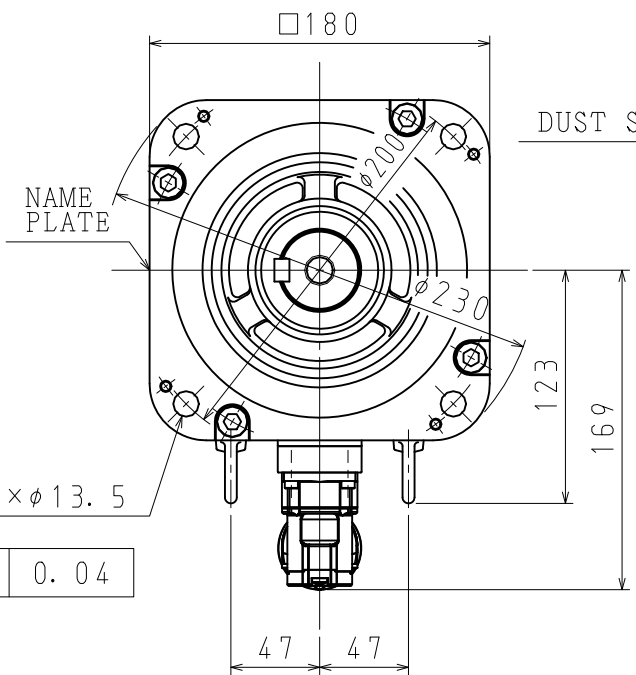
NAME PLATE



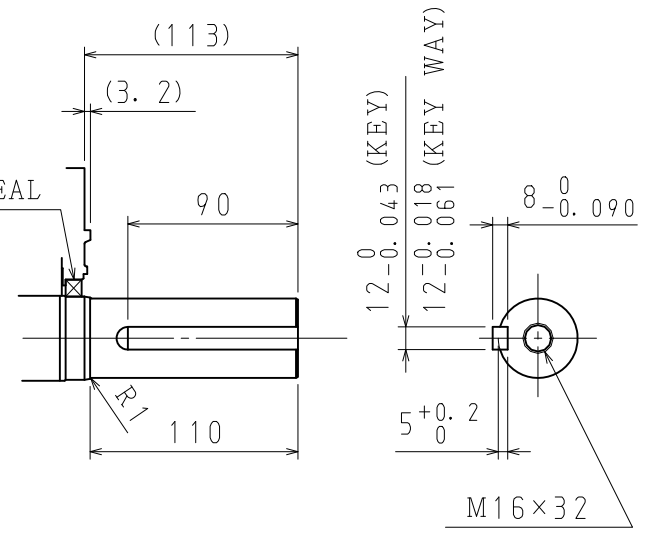
⊥ 0.04 A

⊙ φ0.04 A

↗ 0.04



DUST SEAL



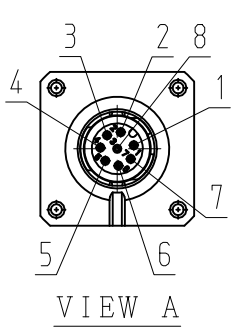
DETAIL OF SHAFT EXTENSION

NOTES.

1. ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS.
2. MOTOR SPECIFICATIONS : 900-172-590
3. ENCODER SPECIFICATIONS: 900-193-533 (24BIT INCREMENTAL)
4. VIBRATION : 15μm OR BELOW AT RATED SPEED.
5. PLUGS AND CABLE CLAMPS ARE OPTIONAL.
6. READ AND UNDERSTAND DOCUMENT PACKED WITH MOTOR (SAFETY PRECAUTIONS), AND BE CAREFUL USING MOTOR.
7. DEGREES OF PROTECTION: IP67 EXCEPT FOR SHAFT OPENING. MUST USE SPECIFIED CONNECTORS FOR MOTOR.
8. DO NOT TOUCH EACH OF CONNECTOR PINS DIRECTLY. IT CAUSE FAILURE.
9. IN CASE OF MOUNTING THIS MOTOR HORIZONTAL, TO PLACE THE CONNECTOR DOWN IS RECOMMENDABLE.
10. USE HEXAGON SOCKET HEAD CAP SCREWS FOR MOUNTING MOTOR.
11. MOTOR CONNECTOR COULD BE TURNED IN THE RANGE OF ☆ WITHIN 10 TIMES.

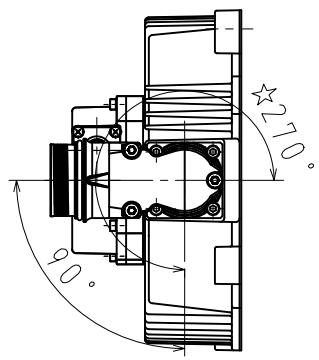
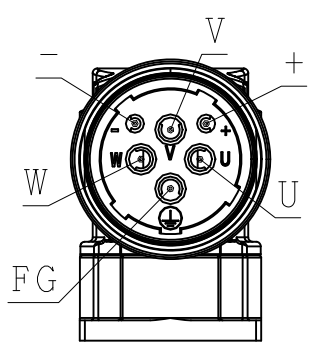
ENCODER TERMINAL CONNECTION

1	PG5V
2	PG0V
3	FRAME GROUND
4	-
5	-
6	DATA (+)
7	DATA (-)
8	-
CON. CASE	FRAME GROUND



MOTOR TERMINAL CONNECTION

U	PHASE U
V	PHASE V
W	PHASE W
+	-
-	-
FG	FRAME GROUND
CON. CASE	FRAME GROUND



RECEPTACLE SIZE:M12

HOUSING:SACC-MSQ-M12MS-25-3, 2 SCO

MAKER:PHOENIX CONTACT

RECEPTACLE SIZE:M40

HOUSING:SM-5EPWN8AAD00S

MAKER:PHOENIX CONTACT

TYPE	RATED OUTPUT kW	RATED TORQUE N·m	TIME RATING	RATED SPEED min <sup>-1</sup>	VOLTAGE V <sub>rms</sub>	RATED CURRENT A <sub>rms</sub>	THERMAL CLASS	WEIGHT kg	ALLOWABLE RADIAL LOAD F <sub>r</sub> N	ALLOWABLE THRUST LOAD F <sub>s</sub> N
SGM7G-75DFF6F	7.5	48	CONT.	1500	400 (3PHASE)	25.7	F	30.0	1764 (AT SHAFT END)	588

3	REVISED	Jan. 31.'17	M. MURAKI/T. HIROSE	SCALE 1 : 4
---	---------	-------------	---------------------	-------------

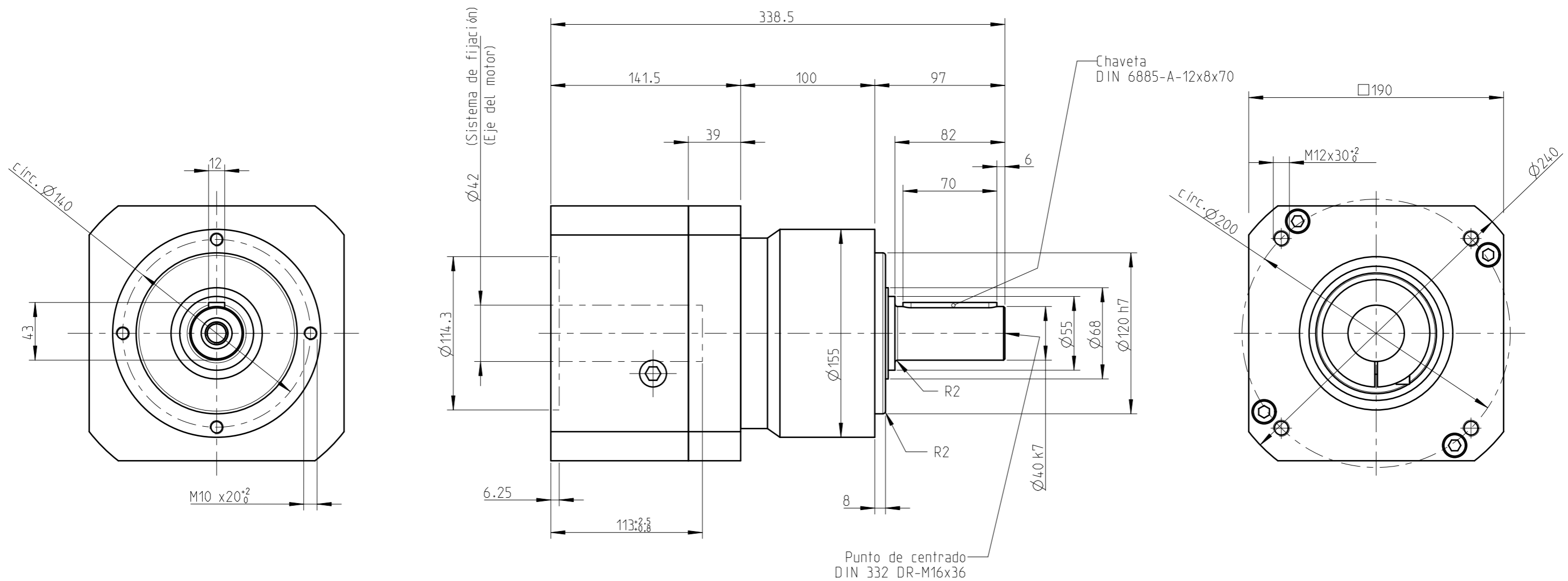


DRWN.	K. KUROGOME
CHKD.	T. HIROSE
APRV.	K. KAOKI

TITLE AC SERVOMOTOR Σ-7 SERIES  
SGM7G MODEL 7.5kW

DRWN. DATE	Dec. 07'16	REV.	
DWG. NO.	900-191-871		

SIZE A3

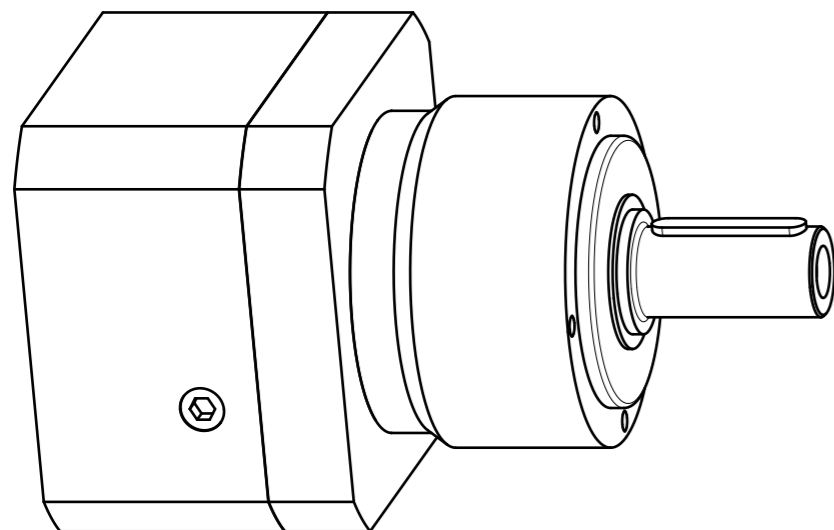



**Materiales / superficies:**

Brida de entrada: Aluminio / sin tratar  
 Carcasa: Acero / templada y anodizada (en negro)  
 Brida de salida: Acero / templada y anodizada (en negro)

**Notas:**

Por favor lean las instrucciones de montaje y operación.  
 ¡Salvo modificación.



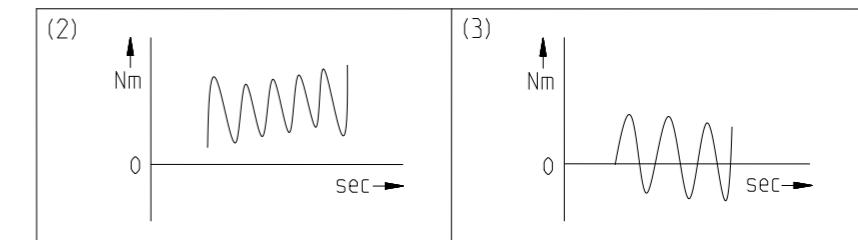
	Escala: 1:3	DIN A3	ISO
	Versión de revisión: H de: 07/2022		
	Versión de revisión reemplazada: G de: 12/2021		
Tolerancias generales DIN ISO 2768-cl	PLPE155-010-SSSA3AH-Y42 /113/114.3/200/B5/M12		
Neugart GmbH Keltenstr. 16 D-77971 Kippenheim			Hoja 1/2

Datos de reductor generales	Carácter	Unidad	
Reductor planetario - Tipo de dentado	-	-	Dentado recto
Sentido de giro	-	-	Entrada y salida en el mismo sentido
Número de etapas del reductor	p	-	1-etapa
Rodamiento de eje de salida	-	-	Rodamiento ranurada a bolas
Vida útil (L10h)	t <sub>L</sub>	h	30.000
Temperatura de servicio admitida	T <sub>min</sub> / T <sub>max</sub>	°C	-25 / +90
Grado de protección	-	-	IP 54
Lubricación (lubricación permanente)	-	-	Lubricación estándar (Klübersynth GE 14-112)
Posición de montaje	-	-	cualquiera
Par de flexión máx. referido a la brida de entrada del reductor (para peso del motor) (1)	M <sub>b</sub>	Nm	140
Concentricidad eje motor / Coaxialidad y salto axial de la brida motor	-	mm	0,05 / 0,1 (Medidas según norma DIN EN 50347)
Tolerancia requerida eje del motor	-	-	j6; k6
Longitud mín admitida del eje motor	L <sub>20 min</sub>	mm	89
Modo operativo de referencia	-	-	S1
Factor de servicio de referencia	K <sub>A</sub>	-	1
Velocidad de referencia	n <sub>2</sub>	rpm	100
Temperatura de referencia del entorno	T <sub>Amb</sub>	°C	20
Fuerza radial para el rodamiento de salida en el centro del eje después de L10h=20.000h con Fa=0N	F <sub>r 20.000h</sub>	N	5200
Fuerza axial para el rodamiento de salida en el eje del reductor después L10h=20.000h con Fr=0N	F <sub>a 20.000h</sub>	N	7000
Fuerza radial para el rodamiento de salida en el centro del eje después de L10h=30.000h con Fa=0N	F <sub>r 30.000h</sub>	N	4600
Fuerza axial para el rodamiento de salida en el eje del reductor después L10h=30.000h con Fr=0N	F <sub>a 30.000h</sub>	N	6000
Máxima fuerza radial en el centro del eje y T2=0Nm	F <sub>r Max</sub>	N	8400
Máxima fuerza axial en el eje del reductor y T2=0Nm	F <sub>a Max</sub>	N	11000

Datos de reductor dependientes de la multiplicación	Carácter	Unidad	
Relación de transmisión	i	-	10
Par de salida nominal Sin variaciones de par (2)	T <sub>2N</sub>	Nm	210
Par de salida nominal Permite variaciones de par para 10.000.000 de cambios de carga (3)	T <sub>2N 10Mio</sub>	Nm	210
Par de salida nominal Permite variaciones de par para 100.000.000 de cambios de carga (3)	T <sub>2N 100Mio</sub>	Nm	210
Par de salida máx. para 30.000 revoluciones del árbol de salida (2)	T <sub>2max</sub>	Nm	336
Par de salida parada emergencia se admiten 1.000 veces	T <sub>2stop</sub>	Nm	420
Par medio de arranque con n1=3.000 rpm y una temperatura del reductor de 20 °C	T <sub>0</sub>	Nm	1,05
Velocidad térmica media de entrada para 50% T2N, S1 y T_Amb ¡No se debe superar la temperatura de servicio máx.!	n <sub>1N 50%</sub>	rpm	3000
Velocidad térmica media de entrada para 100% T2N, S1 y T_Amb ¡No se debe superar la temperatura de servicio máx.!	n <sub>1N 100%</sub>	rpm	2950
Velocidad mecánica máx. de entrada ¡No se debe superar la temperatura de servicio máx.!	n <sub>1 Limit</sub>	rpm	5500
Holgura de giro referida a árbol de salida	j <sub>t</sub>	arcmin	< 6
Rigidez a la torsión referida al árbol de salida	c <sub>g</sub>	Nm/arcmin	54,5
Eficiencia con T2N, temperatura reductor 70 °C y n1=1.000rpm	η	%	97
Ruido de funcionamiento con n1=3.000rpm sin carga a una distancia de 1m	Q <sub>g</sub>	dB(A)	70
Peso del reductor	m <sub>G</sub>	kg	24,9
Momento de inercia referido al diámetro del sistema de fijación de entrada	J	kgcm <sup>2</sup>	9,912

$$(1) \text{ Peso máx. del motor* en kg} = \frac{0,2 \times M_b}{\text{Longitud del motor en m}}$$

- \* para una distribución simétrica del peso del motor
- \* para una posición de montaje horizontal y estacionaria



¡Salvo modificación.



PLPE155-010-SSSA3AH-Y42  
/113/114.3/200/B5/M12

Hoja 2/2

Versión de revisión: H de: 07/2022