



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Diseño mecánico para la incorporación de movimiento  
horizontal en un banco de ensayos de pantógrafo  
ferroviario

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Orts Seva, Alejandro

Tutor/a: Pedrosa Sanchez, Ana Maria

Cotutor/a: Tur Valiente, Manuel

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

TFG

---

**TFG**

---

**AUTORES**

Alejandro Orts Seva

3 de julio de 2023

# Resumen

El trabajo se enmarca en un proyecto que consiste en la construcción de un banco de ensayos de pantógrafos ferroviarios en el que se pretende simular el comportamiento en vía del pantógrafo. El objetivo del banco de ensayos es el estudio del comportamiento dinámico del pantógrafo o del desgaste en el punto de contacto con la Línea Aérea de Contacto (conocida comúnmente como catenaria), entre todos. Uno de los objetivos finales del banco de ensayos es la homologación de pantógrafos, para ello, es necesario aumentar sus prestaciones para llegar a simular escenarios más realistas (curva, acción del viento, etc.).

Actualmente, el banco de ensayos es capaz de reproducir en tiempo real la posición vertical del punto de contacto entre la catenaria y el pantógrafo en un trazado de vía recta con el punto de contacto paralelo al eje de la vía, sin embargo, en las catenarias reales esto no es así ya que el cable está dispuesto en zig-zag (descentramiento) para que el desgaste se reparta a lo largo del frotador del pantógrafo.

En este trabajo se pretende abordar el diseño mecánico para la incorporación del movimiento horizontal correspondiente al descentramiento de la catenaria en el banco de ensayos de pantógrafos ferroviarios.

Para ello, se ha diseñado el mecanismo que permita el apoyo y el guiado del vástago del motor; eligiendo los elementos comerciales necesarios, tales como rodamientos lineales o guías y disponiendo de sistemas de seguridad, elementos para el posicionamiento (tope de carrera y sensor de posición) del sistema arrastrado.

En aquellas piezas sometidas a acciones dinámicas, se ha realizado el estudio resistente (tensión máxima, deformación o cálculo de vida) teniendo en cuenta las acciones dinámicas que podrían aparecer en el banco de ensayos.

La propuesta de diseño se implementará en primer lugar en un banco de pruebas en el que también se realizará la puesta a punto del motor lineal (no es objeto de este TFG)

**Palabras clave:** Banco de ensayos; Catenaria ferroviaria; Pantógrafo ferroviario; Descentramiento

# Índice

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Contexto situacional	1
1.2. Definiciones	1
1.3. Banco de ensayos	3
1.4. Antecedentes	4
1.5. Motivaciones	6
<b>2. Objetivos</b>	<b>7</b>
<b>3. Diseño del montaje</b>	<b>8</b>
3.1. Punto de partida	8
3.2. Diseño conceptual	10
3.3. Motor y vástago	12
3.4. Guías	12
3.5. Patines	15
3.6. Placa soporte	17
3.7. Placa elevadora	18
3.7.1. Posición en el plano XZ	18
3.7.2. Posición en el eje Y	18
3.8. Ensamblaje	20
3.9. Sistema de detección de 0 máquina y homing	22
3.10. Sistema de frenada de emergencia	23
3.11. Otros aspectos y tornillería	24
<b>4. Calculo de vida de los patines</b>	<b>25</b>
4.1. Masa estática y dinámica	25
4.2. Caracterización de parámetros y cálculo de vida	26
<b>5. Análisis por EF del perfil en L</b>	<b>29</b>
5.1. Parámetros predeterminados	29
5.2. Tipo de problema, material y geometría	29
5.3. Restricciones y fuerzas	30
5.4. Mallado	31
5.5. Análisis de resultados	32
5.6. Cálculos analíticos	35
<b>6. Conclusión</b>	<b>38</b>
<b>Lista de figuras</b>	<b>I</b>
<b>Lista de tablas</b>	<b>III</b>

---

<b>Bibliografía</b>	IV
<b>A. Presupuesto</b>	V
<b>B. Pliego de condiciones</b>	VII
<b>C. Código de ansys</b>	VIII
<b>D. Conjunto de planos</b>	XII

# 1. Introducción

## 1.1. Contexto situacional

Este trabajo se ha realizado en el marco del proyecto de investigación VirtualCAT, financiado por el Ministerio de Ciencia e Innovación en su convocatoria I+D+I 2020 en la modalidad Retos Investigación. Parte del equipo investigador pertenece al Instituto de Investigación de Ingeniería Mecánica y Biomecánica (I2MB), en el cual he formado parte con un contrato de prácticas. Lo expuesto en este trabajo supone una aportación importante en este proyecto que lleva años gestándose. El objetivo principal del proyecto es la construcción de un banco de ensayos totalmente funcional, que simule el comportamiento en vía del contacto pantógrafo- catenaria o Línea Aérea de Contacto (LAC).

## 1.2. Definiciones



Figura 1: Principales elementos de la generación de energía eléctrica entre la catenaria y el pantógrafo. Fuente: [1]

La transmisión de energía se realiza mediante la unión entre la línea aérea de contacto y el pantógrafo, situado en la parte superior del ferrocarril. Éste debe asegurar sin interrupción la alimentación de los motores mediante un contacto deslizante con la catenaria en un amplio rango de velocidades. El suministro de corriente eléctrica puede hacerse a través de un cable aéreo de un material conductor como el cobre. La función del cable sustentador, como su nombre indica, es de sustentar la catenaria. La unión entre ambos se realiza mediante péndolas, que mantienen el trazado del hilo de contacto paralelo al suelo. Para reproducir el descentramiento a lo largo de la vía, se utilizan los cables de atirantado que generan ese desplazamiento de la catenaria soportados por la ménsula.

En definitiva, las definiciones de los elementos relevantes de la LAC para este trabajo son: [3]

**Atirantado.**-Conjunto de elementos que participan en el descentramiento de la catena-

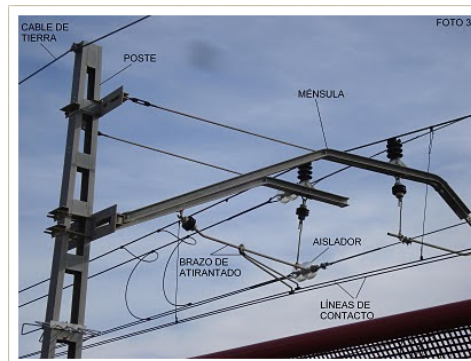


Figura 2: Principales elementos del descentramiento de la catenaria. Fuente: [2]

ria.

**Brazo de atirantado.**- Elemento que, unido al hilo/s de contacto, fija la posición del mismo/s en el descentramiento deseado (UNE – EN 50119).

**Catenaria.**- Conjunto de conductores aéreos formado por el sustentador, el hilo o hilos de contacto, las péndolas y sus alimentaciones.

**Descentramiento.**- Separación en el plano horizontal, entre el eje del pantógrafo y el eje de los hilos de contacto de la catenaria con objeto de evitar el desgaste puntual del pantógrafo.

**Hilo de contacto.**- Conductor eléctrico de una catenaria a través del cual se produce el contacto con el pantógrafo, y por tanto, la captación de energía.

**Línea aérea de contacto.**- Sistema para el suministro de energía eléctrica a los vehículos de tracción ferroviarios mediante el pantógrafo. Se compone de la catenaria, los elementos de sustentación y los elementos de protección, alimentación y corte.

**Ménsula.**- Estructura metálica utilizada para suspender y atirantar la catenaria. Puede estar colocada sobre postes o bien sobre pórticos rígidos, y pueden ser rectas, acodadas o de estructura triangular tubular.

**Pantógrafo.**- Aparato para tomar corriente del hilo de contacto, constituido por un sistema articulado diseñado para permitir un movimiento vertical de su cabeza (UNE-EN 50119).

**Péndola.**- Componente utilizado para suspender de un transversal portador o de un portador longitudinal, un transversal de equilibrio, un cable auxiliar o un hilo de contacto (UNE-EN 50119).

**Poste.**- Estructura metálica fijada al terreno que sirve de apoyo, tensando y atirantado de la Línea Aérea de Contacto (UNE-EN 50119).

**Vano.**- Distancia entre dos soportes o perfiles consecutivos de la Línea Aérea de Contacto.

### 1.3. Banco de ensayos

Actualmente, el banco de ensayos es capaz de reproducir el movimiento vertical del punto de contacto. Para ello, se dispone de un motor lineal que se mueve gobernado bajo un control de lazo cerrado desarrollado en el Apartado 1.4. Uno de los avances que el equipo de trabajo aspira a dar, es la incorporación de movimiento horizontal del punto de contacto que simule el descentramiento de la catenaria respecto al centro de la vía con el fin de de repartir el desgaste por la mayor superficie posible.

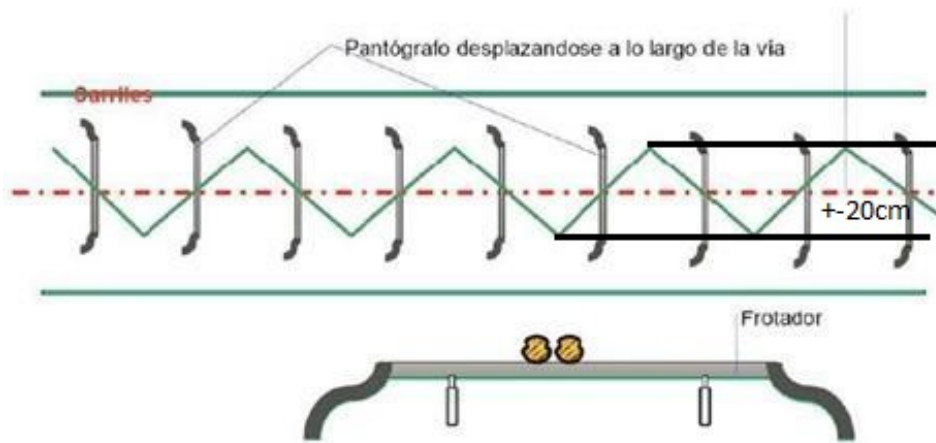


Figura 3: Descentramiento del hilo de contacto. Fuente: [4]

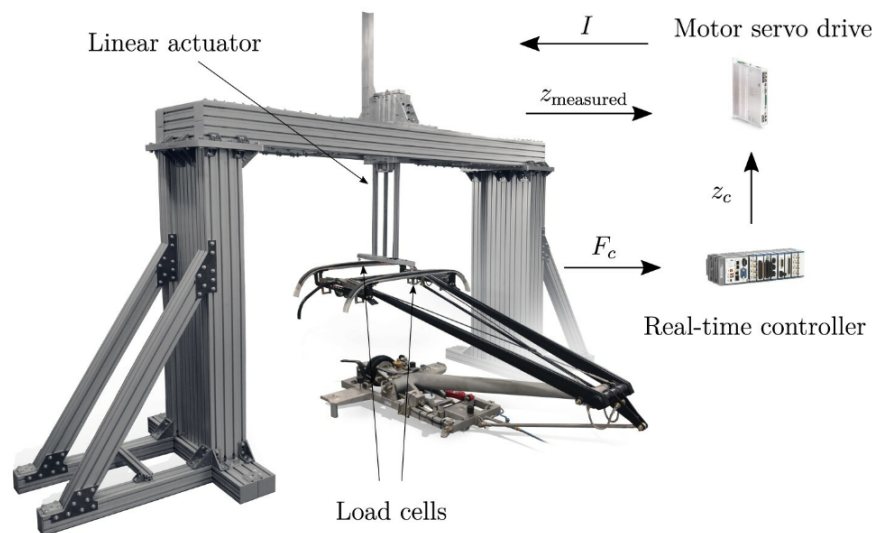


Figura 4: Funcionamiento en imágenes del control en lazo cerrado. Fuente: [5]

Las LAC en las que se basa este trabajo, corresponden al trazado en AVE (C-350) o a



catenarias de corriente continua como la CA220 que tiene un tensión de alimentación de 3kV, y llegar a una velocidad nominal de 220 kilómetros por hora. Para estos modelos, en la memoria descriptiva de ADIF, indica que el descentramiento de la catenaria en recta es de  $\pm 20\text{cm}$  [3].

## 1.4. Antecedentes

La interacción entre la LAC y el pantógrafo es un problema dinámico complejo, ya que a altas velocidades, los problemas de despegue entre el frotador del pantógrafo y la catenaria aumenta, reduciendo de esta manera el aprovechamiento eficiente de la energía. En trabajos anteriores, se desarrolló un modelo dinámico llamado PACDIN [6], que en una primera versión, lograba simular el comportamiento dinámico de la interacción pantógrafo-catenaria en un tramo de vía recta. A lo largo de los años, el programa ha ido mejorando, incorporando aspectos más realistas, como el trazado en curva el solape de vanos o efectos térmicos, entre otros. Además, el algoritmo de cálculo se ha optimizado hasta el punto de ser capaz de trabajar en tiempo real, lo cual ha sido esencial para desarrollar el sistema experimental. El banco de ensayos que puede verse en la Figura 4 está formado por una bancada en forma de pórtico que sujeta el motor lineal. El pantógrafo sobre el que actúa directamente sobre un pantógrafo modelo DSA-380. La fuerza de contacto se mide con una pareja de células de carga apoyadas en los dos frotadores del pantógrafo. En un ensayo, se parte de parte de la posición estática de la LAC. El control en lazo cerrado funciona de la siguiente manera:

- Las células de carga miden la fuerza de contacto.
- La fuerza medida se introduce en PACDIN que resuelve el problema dinámico dando como resultado la nueva posición que debe tener el punto de contacto.
- Se envía la posición calculada al motor, el cual se desplaza generando una fuerza de contacto distinta que se introduce en el nuevo bucle de cálculo.

El presente trabajo consiste en el diseño mecánico e implementación en el banco de ensayos, de un sistema que simule el descentramiento en vía.



Figura 5: Banco de ensayos con el accionamiento vertical. Fuente: propia

## 1.5. Motivaciones

- Obtener el Grado en Ingeniería Mecánica
- Poder trabajar y aprender con un software tan versátil como es Solidworks, sobre todo con el módulo de diseño.
- Cualidades de disciplina, constancia y a poner en práctica lo estudiado a lo largo de los años en el GIM.

## 2. Objetivos

El objetivo general es diseño del sistema mecánico necesario para simular el descen-  
tramiento del hilo de contacto, ajustado al banco de ensayos desarrollado en el I2MB de  
la UPV. Los objetivos parciales del TFG son:

- Realizar el diseño mecánico.
- Seleccionar componentes comerciales.
- Dimensionar componentes no comerciales.
- Comprobar la estabilidad estructural de todo el conjunto.
- Realizar un estudio de la vida útil de los componentes más vulnerables del montaje.
- Estudiar la deformación elástica de las piezas.

## 3. Diseño del montaje

### 3.1. Punto de partida

En la primera toma de contacto se realizó una visita al banco de ensayos para conocer la envergadura de este trabajo y su relación con los objetivos marcados del proyecto. Además, se realizó un estudio del montaje existente, identificando los elementos potencialmente vinculados al nuevo montaje, esto es, aquellos sobre los que se va a conectar los mecanismos a desarrollar así como los que deben ser sustituidos.

Esta identificación, además, es necesaria para hacer una estimación de las acciones más importantes que van a actuar sobre el sistema diseñado, las cuales serán el peso de las masas estáticas más las acciones dinámicas de aquellas masas arrastradas por el mecanismo vertical.

La ventaja, en términos de simplicidad, del accionamiento horizontal respecto al vertical, es que al apoyarse sobre la viga del banco de ensayos, es mucho más simple incluirle el sistema de guiado.

Por otro lado, se identificaron los elementos comerciales ya adquiridos, que son:

- Carcasa PF10-70x270 de LinMot. Figura [6](#)
- Estátor PS10-70x240U-BL-QJ de LinMot. Figura [7](#)
- Guías del fabricante Bosch Rexroth KSA-035-SNS-N-MA-AK, con una longitud nominal de 1170mm, y una separación nominal entre taladros de 80mm. Figura [8](#)
- Vástago PL10-28x1190/1140 de LinMot, de longitud nominal de 1190 mm.
- Patín de bolas sobre raíles del fabricante anterior KWD-035-FNS-C1-N-1, con un tamaño nominal de 35mm. Figura [9](#)

Con el objetivo de hacer una validación experimental, parte del montaje se implementa en un banco de pruebas en el que se asegurará la bondad de la propuesta de diseño, así como la detección de posibles dificultades constructivas.

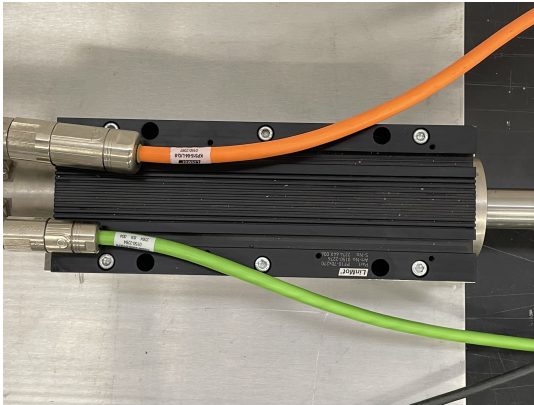


Figura 6: Carcasa: Fuente: propia



Figura 7: Estátor. Fuente: propia

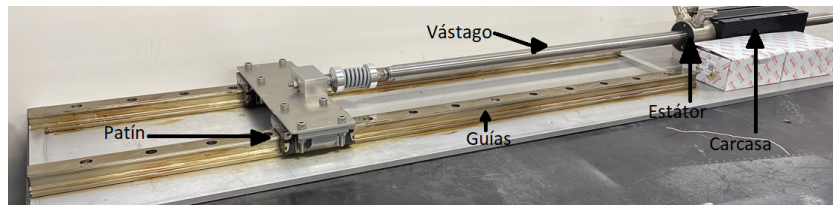


Figura 8: Vástago y guías del accionamiento horizontal. Fuente: propia



Figura 9: Patines de Bosch. Fuente: Fuente: catálogo de [Bosch](#)

### 3.2. Diseño conceptual

Para el diseño escogido, se adoptan dos premisas que gobernarán principalmente el nuevo modelo:

- Cambiar el menor número de piezas posibles.
- Conseguir un diseño simple y eficaz.

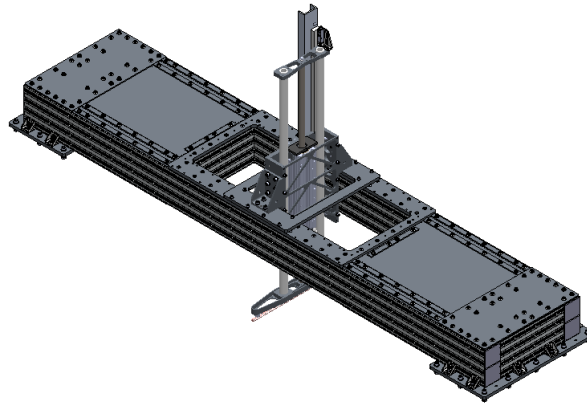


Figura 10: Diseño anterior del pórtico, sin el accionamiento horizontal en Solidworks. Fuente: propia

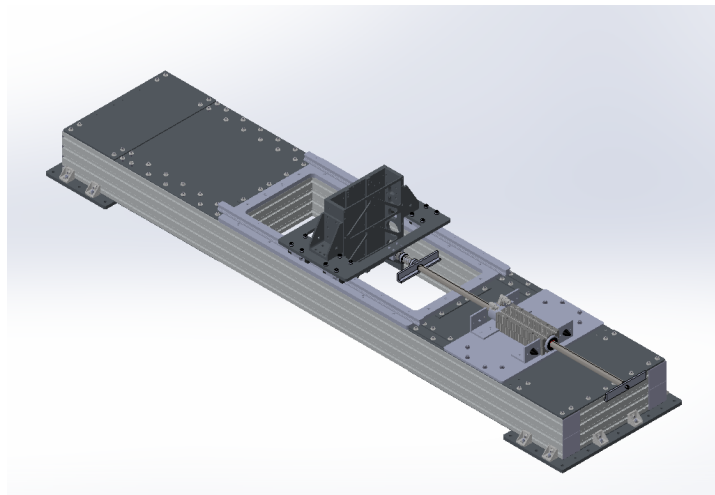


Figura 11: Diseño actual en Solidworks. Fuente: propia

Comparando las imágenes [10](#) y [11](#), se puede observar cómo queda el nuevo banco de ensayos con la inserción del movimiento horizontal para el descentramiento. El diseño general del pórtico se respeta, pero con el sistema nuevo, se han incluido varias piezas. La numeración de éstas está recogida en el Cuadro [1](#)

Elemento	Numero de identificación
Placa soporte	01
Placa elevadora	02
Base de apoyo	03
Perfil de 0 máquina	04
Bloque rótula	05
Tope vástago M10	06
Tope vástago M8	07
Perfil apriete tornillos interiores	08
Perfil apriete tornillos exteriores	09

Cuadro 1: Elementos nuevos del montaje y numero de identificación.

Un posible inconveniente del diseño que puede surgir, es el voladizo del vástago cuando está en una posición extrema.

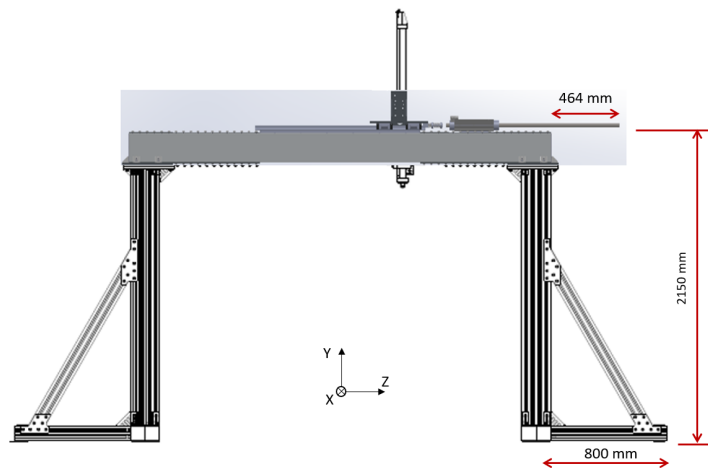


Figura 12: Distancia máxima entre la posición límite del vástago y el límite de la estructura. Fuente: propia

En la Figura 12 puede verse como queda el vástago del motor cuando se encuentra en su posición extrema, teniendo en cuenta que sobresale 464 mm del pórtico y que el apoyo lateral consiste en unos perfiles de longitud 800 mm, existe una distancia de seguridad de 336 mm, quedando en cualquier caso, el vástago dentro de la envergadura del banco de ensayos. Por otro lado, la altura hasta el suelo, es aproximadamente 2.2m, por lo que se descarta la interacción con las personas que estén trabajando en el entorno.

Habiendo introducido el nuevo montaje, se va a describir los nuevos elementos con sus imágenes correspondientes. El sistema de referencia usado es el representado en la Figura 12: el eje X representa la anchura de banco, el eje Z la longitud y el eje Y la altura.



### 3.3. Motor y vástago

El motor utilizado es de Linmot, es el 70x240U, con una fuerza máxima de 1650N.

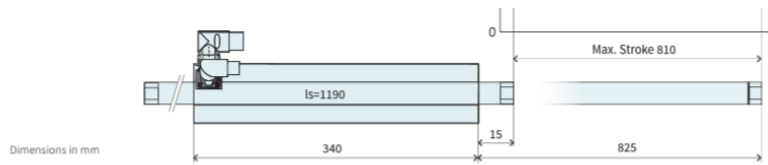


Figura 13: Motor lineal. Fuente: catálogo de [Linmot](#)

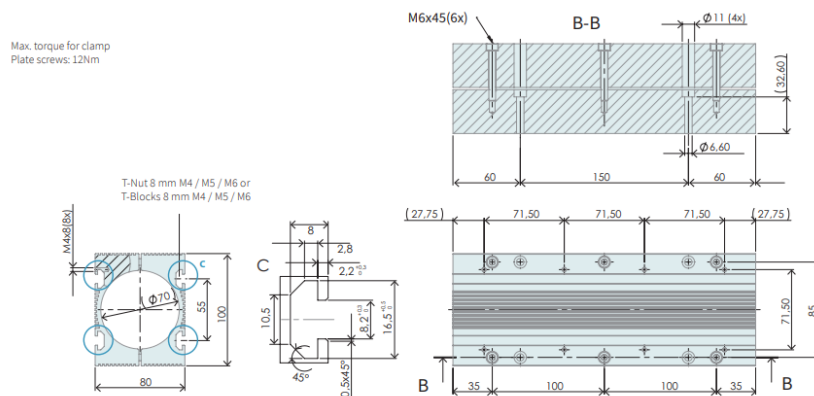


Figura 14: Cotas de la carcasa. Fuente: catálogo de [Linmot](#)

Para poder fijar el estátor a la estructura, se ha elegido este modelo de carcasa PF10-70x270. Permite una refrigeración por aire, al contrario de otros modelos que funcionan a partir de agua. Este vástago es el elegido porque proporciona una carrera útil de 810mm. Con este desplazamiento de  $\pm 405\text{mm}$ , es suficiente para el descentramiento en vía según norma. Con esta configuración de elementos, se dispone de la información gráfica para seleccionar los puntos de anclaje del motor a la base que irá fijada al pórtico.

### 3.4. Guías

Se ha buscado un sistema de guiado robusto y fiable. El único posible factor limitante de este elemento podría ser el peso, sin embargo no es el caso. Desde el punto de vista resistente, el pórtico está sobredimensionado. Sí podría modificar la frecuencia natural del modo de flexión relacionado con el movimiento principal (vertical) de las simulaciones. En cualquier caso, ambos aspectos se cuantificarán más adelante. Para la caracterización de las guías, en función de las necesidades del usuario, el fabricante tiene una herramienta que permite al usuario determinar diferentes características como la longitud, sección y posición de los agujeros entre otros. El fabricante indica en su catálogo que a partir de una longitud máxima deseada  $L_{max}$  es necesario dividir la guía en

tramos ya que no es posible fabricarla en dimensiones grandes. En este caso, esa longitud máxima no es superada, por tanto, es posible recibir las guías en una sola pieza.

Descripción	Nomenclatura	Elección para la guía
Mechanical system design	KSA	Ball guide rail
Size	035	Size 35
Design	SNS	Slimline, normal, standard
Material	CS	Carbon steel
Accuracy class	N	Normal
Mounting	MA	Bolting from above
Cover	AK	Plastic mounting hole plugs
Order or part number	R160530431	
Length (mm)	1170	Tolerance $\pm 1,5\text{mm}$
T1	68 mm	Tolerance $\pm 0,75\text{mm}$
Drill row	68 / 13 * 80 / 62	

Cuadro 2: Características de las guías.

En relación al tamaño nominal de la guía, en este caso 35, tiene una partición o distancia entre agujeros T de 80 mm. Por último, como se puede ver en la Figura 16 y 17, se ha elegido como la distancia entre el extremo y primer agujero  $T_1$  la máxima permitida, 68 mm. Respecto a las prestaciones de éstas, deben permitir el desplazamiento horizontal del accionamiento vertical. Para ello, las guías se fijarán al pórtico mediante una placa soporte que a su vez estará fija al pórtico principal. Dicha placa soporte está detallada en el Plano 01. Para garantizar la estabilidad y el reparto de peso, se situarán dos guías, una a cada lado del motor. De esta manera, el recorrido del motor vertical queda exento de obstáculos.

Opciones y números de material

Tamaño	Rail de bolas con tamaño	Clase de precisión					Número de tramos Longitud de rail L (mm), ....		Partición T (mm)	Longitud de rail recomendada según la fórmula $L = n_B \cdot T - 4 \text{ mm}$	
		N	H	P	SP	UP	Un tramo	Varios tramos			Cantidad máxima de taladros $n_B$
15	R1605 10	4	3	2	1	9	31, ....	3, .....	60	64	
20	R1605 80	4	3	2	1	9	31, ....	3, .....	60	64	
25	R1605 20	4	3	2	1	9	31, ....	3, .....	60	64	
30	R1605 70	4	3	2	1	9	31, ....	3, .....	80	48	
<b>35</b>	<b>R1605 30</b>	<b>4</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>9</b>	<b>31, ....</b>	<b>3, .....</b>	<b>80</b>	<b>48</b>	
45	R1605 40	4	3	2	1	9	31, ....	3, .....	105	36	
55	R1605 50	4	3	2	1	9	31, ....	3, .....	120	32	
65	R1605 60	4	3	2	1	9	31, ....	3, .....	150	25	
Ej.:	R1605 70	3					31, 1676				

Figura 15: Tabla de datos en función del tamaño de la guía. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth

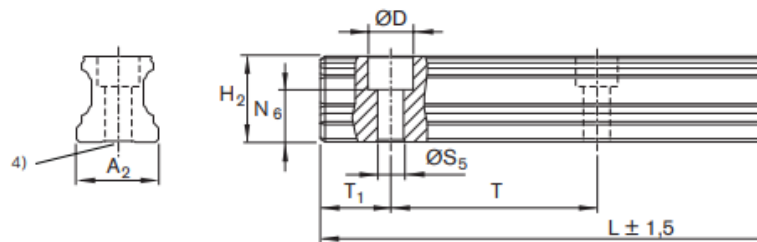


Figura 16: Vista de sección de la guía. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth

Tamaño	Medidas (mm)										Masa m (kg/m)
	A <sub>2</sub>	D	H <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	L <sub>max</sub> <sup>2)</sup>	N <sub>B</sub> <sup>±0,5</sup>	S <sub>5</sub>	T	T <sub>1 min</sub>	T <sub>15</sub> <sup>3)</sup>	T <sub>1 max</sub>	
15	15	7,4	16,20	3836	10,3	4,5	60	10	28,0	50	1,4
20	20	9,4	20,55	3836	13,2	6,0	60	10	28,0	50	2,4
25	23	11,0	24,25	3836	15,2	7,0	60	10	28,0	50	3,2
30	28	15,0	28,35	3836	17,0	9,0	80	12	38,0	68	5,0
<b>35</b>	<b>34</b>	<b>15,0</b>	<b>31,85</b>	<b>3836</b>	<b>20,5</b>	<b>9,0</b>	<b>80</b>	<b>12</b>	<b>38,0</b>	<b>68</b>	<b>6,8</b>
45	45	20,0	39,85	3776	23,5	14,0	105	16	50,5	89	10,5
55	53	24,0	47,85	3836	29,0	16,0	120	18	58,0	102	16,2
65	63	26,0	59,85	3746	38,5	18,0	150	20	73,0	130	22,4

Figura 17: Vista de sección de la guía. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth

### 3.5. Patines

Los patines siguen la misma filosofía que las guías, ya que son del mismo fabricante. de este modo, lo relativo a las características que tiene, son las siguientes: Se eligieron los

Descripción	Nomenclatura	Elección para el patín
Type of construction	FW	Mechanical
Runner block	KWD	Ball
Size	035	Size 35/90
Design	FLS	Flanged, long, standard height
Format	CS	Carbon steel
Preload class	C1	Low preload
Accuracy class	S	SP - Super precision
Seal	DS	Double lipped seal
Ball retainer	0	Without ball retainer
Lubrication	01	Prelubricated, preserved
Bearing grease	S1	Dynalub 510
Lube connection (not mounted)	SL	Straight lube nipple
Lube port	CAD options	LS - Left end face
Package	BX	Folded box
Left side	LS	
Front unit left (reference edge in front)	000	Without front unit
Right side	RS	
Front unit right (reference edge in front)	000	Without front unit
Inscription	01	Rexroth

Cuadro 3: Características de los patines

patines de bolas ya que presentan una alta precisión, a la vez que solventa los requisitos de rigidez planteados.

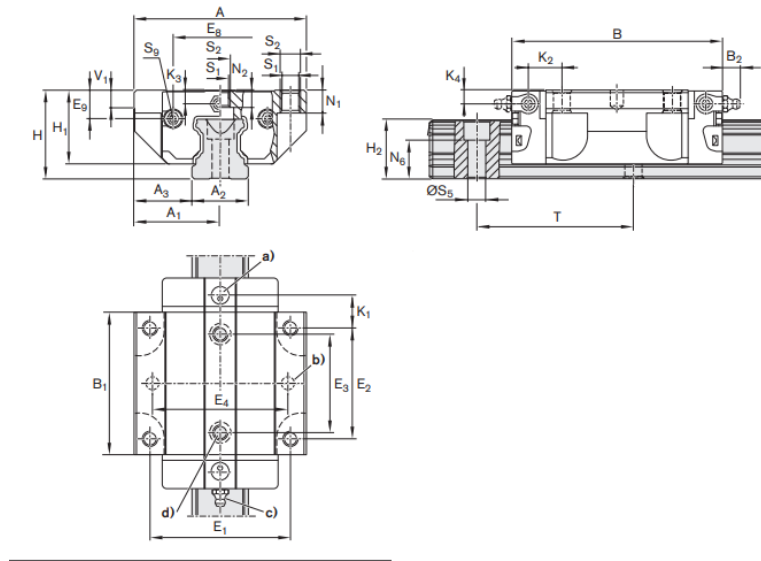


Figura 18: Vistas del patín elegido. Fuente: catálogo de [Bosch Rexroth](#)

Tamaño	Medidas (mm)																		
	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	B <sup>+0,5</sup>	B <sub>1</sub>	E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	E <sub>3</sub>	E <sub>8</sub>	E <sub>9</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	H <sub>2</sub> <sup>2)</sup>	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>
15	47	23,5	15	16,0	58,2	39,2	38	30	26	24,55	6,70	24	19,90	16,30	16,20	8,00	9,6	3,20	3,20
20	63	31,5	20	21,5	75,0	49,6	53	40	35	32,50	7,30	30	25,35	20,75	20,55	11,80	11,8	3,35	3,35
25	70	35,0	23	23,5	86,2	57,8	57	45	40	38,30	11,50	36	29,90	24,45	24,25	12,45	13,6	5,50	5,50
30	90	45,0	28	31,0	97,7	67,4	72	52	44	48,40	14,60	42	35,35	28,55	28,35	14,00	15,7	6,05	6,05
35	100	50,0	34	33,0	110,5	77,0	82	62	52	58,00	17,35	48	40,40	32,15	31,85	14,50	16,0	6,90	6,90
45	120	60,0	45	37,5	137,6	97,0	100	80	60	69,80	20,90	60	50,30	40,15	39,85	17,30	19,3	8,20	8,20

Tamaño	Medidas (mm)										Masa (kg)	Capacidades de carga <sup>3)</sup> (N)		Momentos de carga <sup>3)</sup> (Nm)			
	N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>6</sub> <sup>±0,5</sup>	S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>	S <sub>5</sub>	S <sub>9</sub>	T	V <sub>1</sub>	m		C	C <sub>0</sub>	M <sub>t</sub>	M <sub>10</sub>	M <sub>L</sub>	M <sub>L0</sub>
15	5,2	4,40	10,3	4,3	M5	4,5	M2,5x3,5	60	5,0	0,20	9860	12 700	95	120	68	87	
20	7,7	5,20	13,2	5,3	M6	6,0	M3x5	60	6,0	0,45	23 400	29 800	300	380	200	260	
25	9,3	7,00	15,2	6,7	M8	7,0	M3x5	60	7,5	0,65	28 600	35 900	410	510	290	360	
30	11,0	7,90	17,0	8,5	M10	9,0	M3x5	80	7,0	1,10	36 500	48 100	630	830	440	580	
35	12,0	10,15	20,5	8,5	M10	9,0	M3x5	80	8,0	1,60	51 800	80 900	1110	1740	720	1130	
45	15,0	12,40	23,5	10,4	M12	14,0	M4x7	105	10,0	3,00	86 400	132 000	2330	3560	1540	2350	

Figura 19: Tabla de datos de medidas, capacidades y momentos de carga. Fuente: catálogo de [Bosch Rexroth](#)

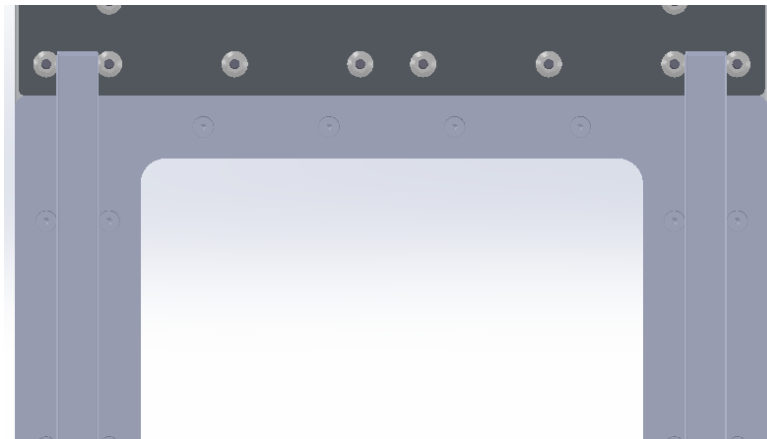


Figura 20: Posición simétrica de las guías a la placa SPL. Fuente: propia

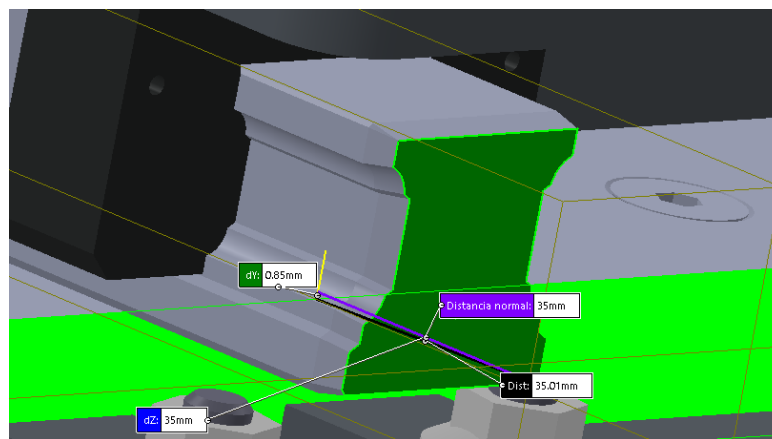


Figura 21: Distancia entre el límite de las guías y el borde de la placa SPL. Fuente: propia

### 3.6. Placa soporte

El diseño parte de la pieza equivalente en el montaje anterior. Se mantienen las dimensiones externas (1100x600x20) y las del hueco interior (1000x400). De esta manera, se interfiere lo mínimo en el resto de la estructura. A diferencia de la pieza del anterior montaje, se reduce el número de agujeros para su fijación en el pórtico (con identificador A en el Plano 01) y se añaden los agujeros roscados para la fijación de la guía (identificador B en el Plano 01). Los agujeros pasantes A tienen cabeza avellanada para permitir la colocación de las guías encima. La fijación al pórtico (agujeros A) se resuelve con tornillos de métrica 8 tipo DIN 186B, de cabeza de tornillo, aptos para el perfil de la estructura y tuerca avellanada. La fijación de las guías se hará con tornillería de métrica 8 tipo DIN 912 de acuerdo a las especificaciones dadas por el fabricante de las guías en la Figura 17. Las guías se colocan centradas tanto transversal como longitudinalmente, quedando un voladizo de 35 mm a ambos lados de la placa, como se muestra en las Figuras 20 y 21.

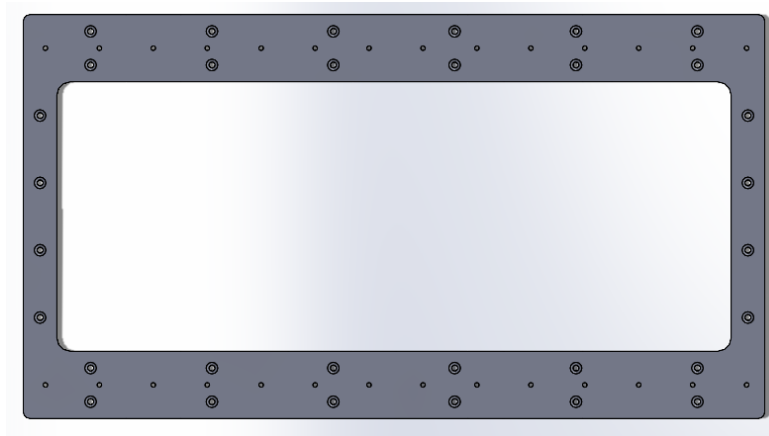


Figura 22: 01 Placa soporte en Solidworks. Fuente: propia

### 3.7. Placa elevadora

La placa elevadora es una pieza nueva del montaje, Plano 03. Su función es, por un lado, fijar la carcasa del motor y, por otro, elevar el motor horizontal a fin de alinear su eje con el punto de empuje del motor vertical. Está unida al perfil de la estructura mediante tornillos DIN-168B. La posición de los agujeros de esta pieza para la unión con el perfil se han hecho coincidir con el perfil rigidizador que hay debajo. Además, incluye las roscas para atornillar la carcasa del motor, y unos perfiles en L que se usarán para situar topes mecánicos para realizar el homing y como protección, de tamaños M6 y M8 respectivamente. Por tanto, los criterios de dimensionado de esta pieza serán garantizar las cotas impuestas por el resto del ensamblaje.

#### 3.7.1. Posición en el plano XZ

Respecto a la coordenada X, la placa elevadora se sitúa centrada en el pórtico. En la cota Z, se tendrá en cuenta que en la posición central del vástago del motor horizontal, el eje del motor vertical esté en el centro de su recorrido (ver Figura 23). A parte de estas dimensiones, hay que sumar el conjunto de partes de unión entre el vástago y el bloque rótula. Todo este sistema (descrito más adelante) mide 123 mm. Por último, se añade la distancia al centro del motor.

En conclusión, la distancia que debe haber entre la cara del estátor y la posición central de la carrera es de 753 mm, como indica la Figura 23. Sabiendo que el estátor mide 340 mm, se decide la posición final de la carcasa como está indicado en la Figura 26, dejando una distancia de 10mm por la parte trasera del estátor.

#### 3.7.2. Posición en el eje Y

La distancia a subsanar por la placa elevadora debe ser la diferencia de altura que generan el plano medio de la rosca de la pieza 05 y el plano medio del motor lineal, ya

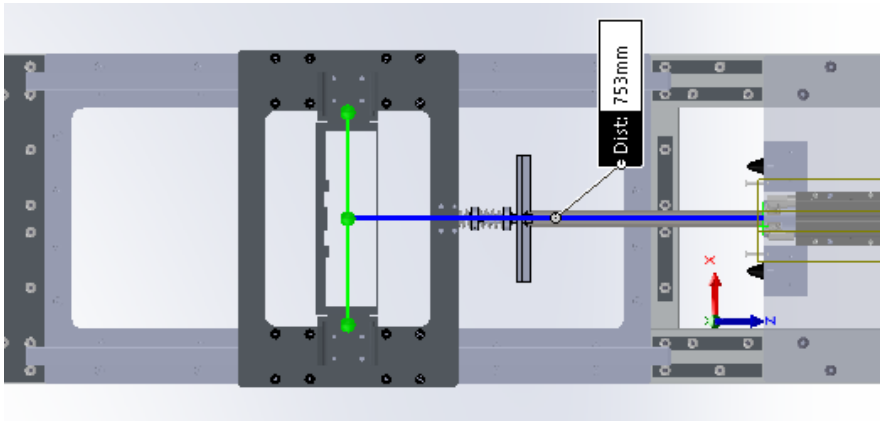


Figura 23: Distancia requerida para la posición central del accionamiento vertical. Fuente: propia



Figura 24: Placa de elevación en Solidworks. Fuente: propia



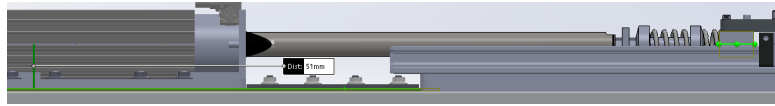


Figura 25: Distancia entre planos del 05 Bloque Rótula y la chapa en Solidworks. Fuente: propia

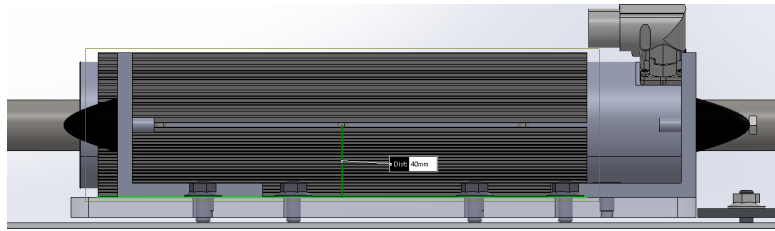


Figura 26: Distancia entre el plano medio del motor lineal y la base en Solidworks. Fuente: propia

que son los dos elementos que se unen en el ensamblaje para que se mueva el sistema. La posición de la pieza 05 respecto a la pieza 03 ha sido elegida arbitrariamente. Como referencia del 0 se va a usar el plano de la placa rigidizadora, ya que se colocará sobre ésta la placa elevadora. La distancia del bloque rótula es de 51 mm (Figura 25), y la del motor lineal es de 40 mm (Figura 26). Por tanto, la altura necesaria para la placa elevadora es de 11mm

### 3.8. Ensamblaje

En este apartado se hablará de los elementos de unión que permiten el movimiento lineal del conjunto. Para los patinetes, es importante la relación de posición de éstos, a nivel CAD, con las guías sea lo más fidedigna posible, ya que es complicado replicar el deslizamiento lineal en el laboratorio debido a las geometrías complejas del CAD. Para agilizar el modelado, se ha optado por hacer un subensamblaje llamado "Motor horizontal" (Figura 27), que incluye los siguientes elementos:

- Vástago.
- Conjunto de unión entre el vástago y el bloque rótula.
- Bloque rótula.
- Placa de apoyo del accionamiento vertical.
- Patines.

Los elementos de unión es un grupo de componentes cuyas funciones son: absorber pequeñas desalineaciones de los ejes derivadas del error humano o pequeños márgenes de tolerancia. Está formado principalmente por una junta Cardan, que absorbe la desalineación de los ejes; un muelle con un alto nivel de compresión, que la protege de reacciones derivadas al movimiento o backlash; y dos tornillos M8 DIN 976 que une la junta cardan con el vástago y el Bloque Rótula. Estos elementos están fijados mediante un conjunto de tuercas y arandelas, que fijan los elementos en el eje Z.

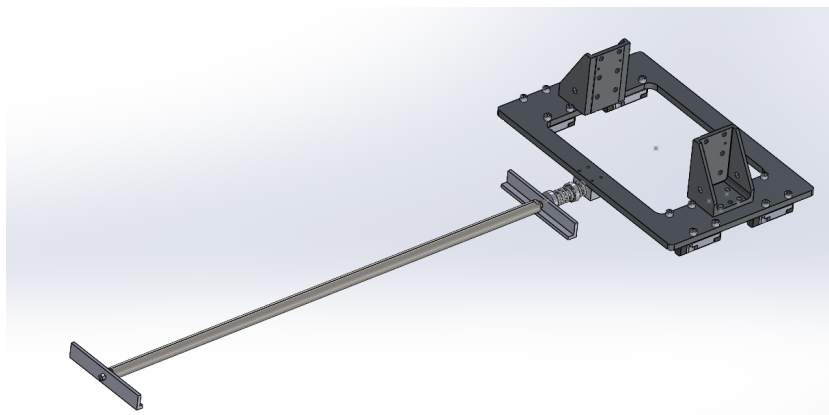


Figura 27: Sub ensamblaje creado "Motor Horizontal". Fuente: propia

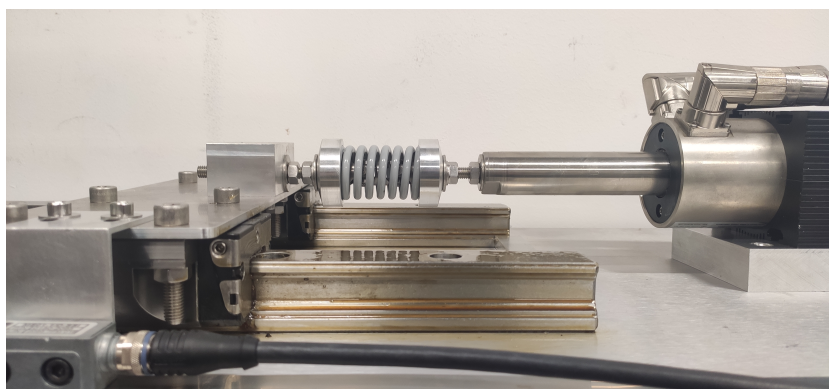


Figura 28: Ensamblaje en el banco de ensayos. Fuente: propia

### 3.9. Sistema de detección de 0 máquina y homing

Para realizar el 0 máquina del sistema se configura a través del controlador del motor. La opción elegida es tope mecánico, de modo que cuando el motor busca el homing (posición extrema) al encontrar un obstáculo, se produce un aumento de fuerza que identifica como extremo. Desde ese punto se desplaza la mitad de la carrera útil. El porcentaje de aumento de fuerza es configurable. El tope mecánico está formado por un pequeño perfil en L atornillado al extremo del vástago y un tornillo de nylon posicionado en el perfil en L anclado a la placa elevadora. Se ha hecho en perfil de L para el extremo del vástago para asegurar un paralelismo con la viga. Las piezas para los dos extremos no son exactamente iguales, ya que la forma del vástago es algo distinta en sus extremos y la métrica de la rosca interna también son diferentes. La Figura 27 muestra la disposición de los perfiles anclados al vástago.

Respecto a los perfiles en L que van a posicionar el tornillo del homing y los toques de seguridad (Figura 29), tiene unas dimensiones de 80x80mm con un espesor de 8 mm. Para la profundidad, se ha elegido 90 mm. Tiene tres tipos de operaciones distintas: la primera es un avellanado para tornillo con cabeza plana, de diámetro 8mm. hay dos agujeros de este estilo en cada perfil, y se encuentran en el plano a 31 mm del extremo. Entre agujeros, se encuentran a una distancia de 50mm.

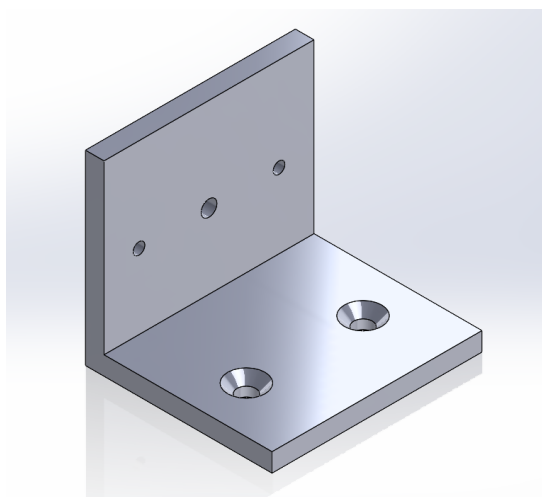


Figura 29: Perfil en L. Fuente: propia

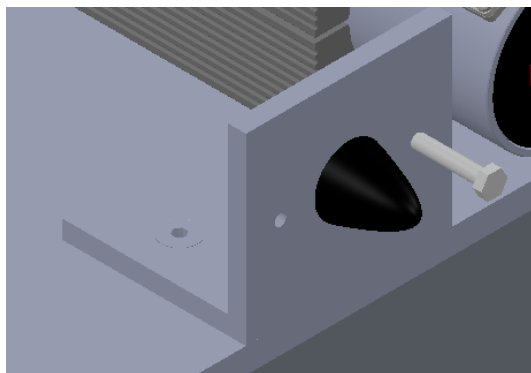


Figura 30: Perfil en L con el tornillo de nylon y el cono de goma. Fuente: propia

Para el 0 máquina, se ha buscado un material que sea menos resistente que el aluminio, para que actúe a modo de fusible. Al estar roscado, permitirá ajustar in-situ la posición del homing en los dos lados. Finalmente, se ha elegido unos tornillos de nylon. Se colocan a la altura del eje del vástago, para evitar posibles problemas de flexor, a una altura de 40 mm desde el plano de apoyo de la placa elevadora. La posición de los agujeros a esa altura es a 15 mm del borde, de una manera simétrica, con una rosca ambos M6. De esta manera, se fabrica la misma pieza para las cuatro posiciones necesarias y evitar gastos posibles errores en el montaje, las Figuras 30 y 31 muestra una de ellas. Tras el dimensionado geométrico de los perfiles en L, se comprobarán las

tensiones y las deformación máximas provocadas en la operación de homing, no generan fallos mecánicos ni errores en el posicionamiento.

### 3.10. Sistema de frenada de emergencia

La función de la frenada de emergencia es una frenada mecánica que realiza el sistema si algo falla. Se ha elegido poner un cono de goma ya que permite una buena absorción del impacto, al aumentar con la compresión, el área de contacto. Se vuelve a colocar esta pieza en el perfil L, a la misma altura que los tornillos de nylon centrado en el perfil. Este agujero esta en la mitad de la línea de altura, con una rosca M8. Es necesario que el tope de goma quede por detrás del tornillo de nylon, ya que el 0 máquina debe estar antes que la parada de emergencia.

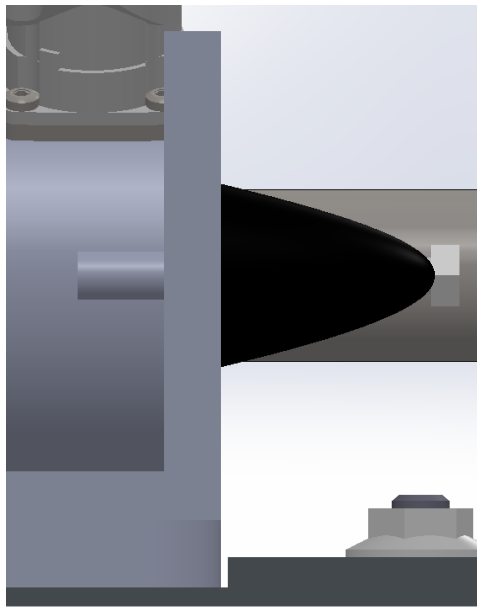


Figura 31: Diferencia entre el tornillo de nylon y el cono de goma. Fuente: propia

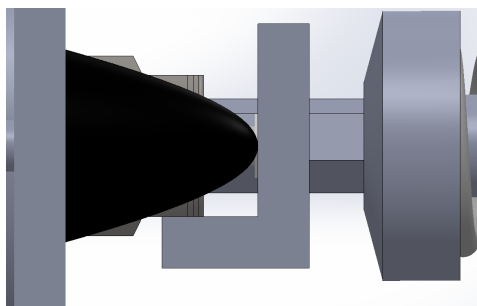


Figura 32: Contacto supuesto en la parada de emergencia. Fuente: propia

### 3.11. Otros aspectos y tornillería

Los perfiles de apriete de los tornillos nombrados como 08 y 09, necesitan reducir su longitud respecto al montaje anterior al introducir la nueva placa elevadora se requiere menor longitud. Por tanto es necesario recortar su longitud inicial de 600mm a 203mm. Para la tornillería, el conjunto de tornillos ha sido elegido para el montaje:

- 8x DIN 7991\_m8x16. Tornillos con cabeza avellanada hexagonal plana Allen, para atornillar los perfiles en L a la placa elevadora.
- 16x DIN 912\_m10x30. Tornillos con cabeza cilíndrica con hexágono interior Allen y todo rosca, para atornillar los patines a la placa de apoyo.
- 4x DIN 912\_m5x25. Para atornillar el bloque de rótula a la placa de apoyo.
- 28x DIN 912\_m8x25. Para atornillar las guías a la placa SPL. Se escoge esta longitud ya la longitud del taladro de la guía son 20mm. Por tanto se necesita una longitud superior a 20 e inferior a la suma del taladro de la guía y el espesor de la placa, que en total suman 40mm.

## 4. Cálculo de vida de los patines

En este apartado se calculará la vida de los patinetes utilizados en el ensamblaje, en la situación más crítica a partir de los catálogos de los fabricantes.

### 4.1. Masa estática y dinámica

Es necesario saber que elementos se mueven o están estáticos para el cálculo de vida. Con la herramienta de Solidworks "Propiedades físicas", se ha hecho una caracterización del accionamiento vertical para diferenciar que masa es estática y dinámica.

La masa estática es la que no se mueve por el accionamiento vertical. Por tanto, viendo el

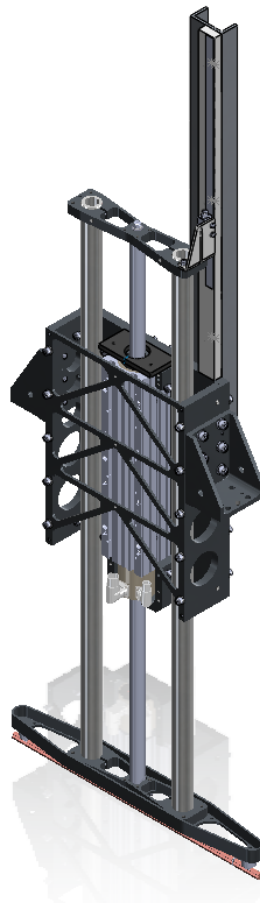


Figura 33: Cabezal excitador del accionamiento vertical. Fuente: propia

sistema, la masa estática es la suma de los elementos de sujeción del cabezal excitador, la carcasa y el estátor. Para la masa dinámica, incluye los tubos, el vástago y los elementos de unión entre éstos.

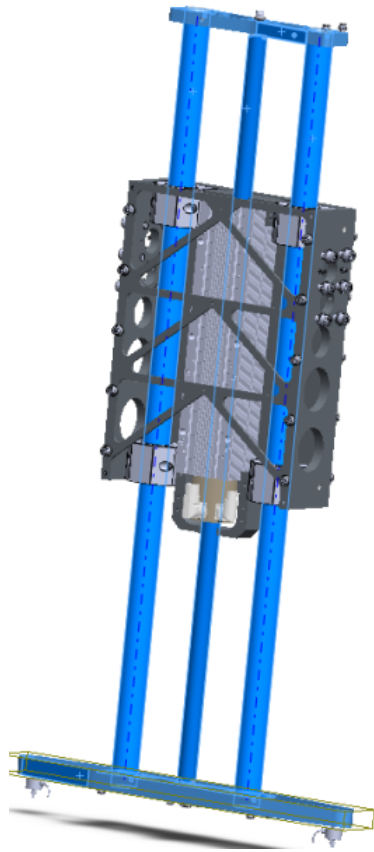


Figura 34: Elementos del total de la masa dinámica. Fuente: propia

La suma de los elementos dinámicos es 15 kg. La masa del vástago se ha obtenido a partir de las guías de los fabricantes, con una masa de 5,59kg. Por tanto, el total es de 20,59kg.

La suma de los elementos estáticos es 13,85 kg. La masa del estátor y de la flange se ha obtenido mediante el catálogo del fabricante. Tienen de masa 8,25 y 4,056 kg respectivamente. Por tanto, el total del conjunto es 26,156 kg. Los tornillos no se han tenido en cuenta ya que suponen un porcentaje bajo respecto al total de la masa.

## 4.2. Caracterización de parámetros y cálculo de vida

Los parámetros se incluyen en el catálogo del fabricante. Para las capacidades de carga, el fabricante las pone en disposición a partir de carreras de 100000 m según DIN ISO 14728-1, que satisfacen un cálculo de vida al 90 % para un grupo de rodamientos trabajando en condiciones similares, con una calidad de fabricación normal y unas condiciones usuales de uso. Para el tamaño nominal de 35, la carga estática  $C_0$  es 80900 N, mientras que la carga dinámica  $C$  es 51800 N.

Para la carga sobre el rodamiento equivalente dinámica  $F_m$  es necesario conocer como

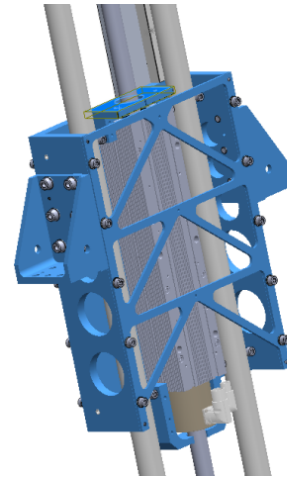


Figura 35: Elementos del total de la masa estática. Fuente: propia

actúan las fuerzas que afectan al sistema.

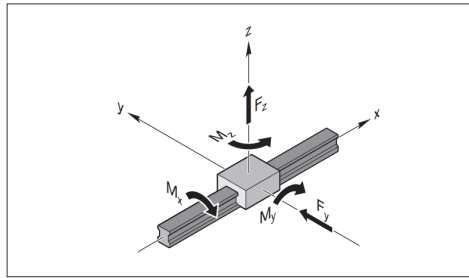


Figura 36: Esquema de fuerzas y momentos exteriores que actúan sobre el patín. Fuente: catálogo de [Bosch Rexroth](#)

En primer lugar, se debe conocer la carga sobre el rodamiento equivalente combinada, que relaciona las fuerzas y momentos exteriores sobre el patín (36), Fórmula correspondiente del catálogo del fabricante. En este caso, el sistema no soporta momentos ni fuerza horizontal. Por tanto,  $F_{comb}$  solo se compone por la carga  $F_z$ , generada por la masa del accionamiento vertical. Éste tiene una masa total de 46,746 kg. Sumando la placa de apoyo, el sistema es en total de 51,51 kg. El conjunto supone un peso  $P$  total de 505,27 N, que debe dividirse entre los 4 patines del sistema al estar equitativamente repartido entre ellos.

$$F_{comb} = \frac{F_R}{4} = 126,32N \quad (1)$$

Con la carga sobre el rodamiento calculada, en el siguiente paso es calcular la carga sobre el rodamiento equivalente efectiva  $F_{eff}$ . Se debe comprobar si la fuerza de precarga interna  $F_{pr}$  no tiene la suficiente influencia sobre la vida útil para que se tenga en cuenta, o por lo contrario, es relevante para el estudio. El fabricante determina dos casos, que se rigen a partir de el siguiente intervalo:

$$F_{eff} = \begin{cases} F_{comb}, & \text{si } F_{comb} > 2,8 \cdot F_{pr} \\ \left(\frac{F_{comb}}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}, & \text{si } F_{comb} \leq 2,8 \cdot F_{pr} \end{cases} \quad (2)$$

Conociendo la características del patín, está sometido a una fuerza de precarga  $F_{pr}$  C1, una fuerza baja. Comprobando los valores en la guía del fabricante, la  $F_{fr}$  C1 respecto a un tamaño nominal de 35, es 840 N.

Haciendo referencia al intervalo anterior, el caso de estudio planteado concuerda con el segundo caso, por tanto, se opera con la fórmula correspondiente de (2). El resultado para la carga efectiva  $F_{eff}$  es 908,57 N.

Finalmente, para la carga sobre el rodamiento equivalente dinámica  $F_m$ , se hace referencia a la fórmula correspondiente de la guía del fabricante. En este estudio, solo se va a considerar un nivel de carga, por tanto la fórmula se puede simplificar de la siguiente manera:

$$F_m = \sqrt[3]{F_{eff}^3} \quad (3)$$

Con la carga equivalente dinámica calculada, ya se procede a determinar la vida útil de



los patines en cuestión :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_m}\right)^3 \cdot 10^5 m \longrightarrow L_{10} = 185317 \cdot 10^5 m \quad (4)$$

A pesar de que se realizan ensayos a velocidades distintas, para la estimación de la vida en tiempo a suponer una velocidad de avance del tren de  $220 \frac{km}{h}$  para traducir la vida de los rodamientos en tiempo. Según la norma [3], la distancia entre vanos a una altura nominal de 1400mm es de 60m. Teniendo en cuenta que el descentramiento nominal de la catenaria, la velocidad en la dirección del descentramiento que deberá proporcional del motor será:

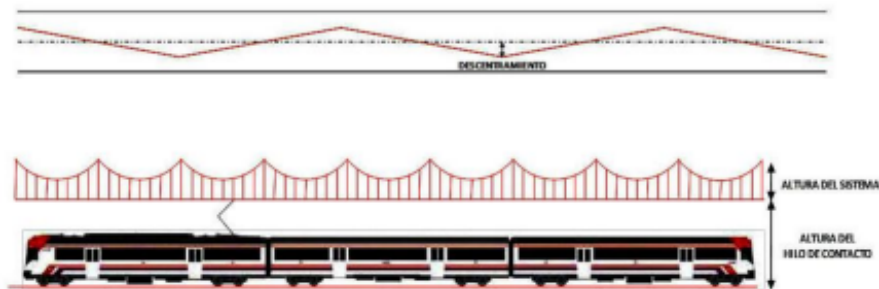


Figura 37: Descentramiento de la catenaria a lo largo de la recta. Fuente: [7]

$$t = \frac{s_h}{v_h} \longrightarrow \frac{60m}{61,11 \frac{m}{s}} = 0,9818s \longrightarrow v_{desc} = \frac{s_{desc}}{t} = 0,4074 \frac{m}{s} \quad (5)$$

Conociendo la vida útil en metros calculada en (2), se calcula la vida útil en horas de servicio es:

$$L_{h10} = \frac{L_{10} \cdot t}{s_{desc} \cdot 3600} \longrightarrow L_{h10} = 126349822h \quad (6)$$

Por tanto, en un uso normal del banco de ensayos, no parece que vaya a ser necesario realizar un cambio de rodamientos lineales en la vida útil del banco de ensayos a velocidades nominales similares a la del estudio en concreto.

## 5. Análisis por EF del perfil en L

En este apartado se detallará el estudio por Elementos Finitos de la pieza en L para determinar la deformación de la pieza, en función de la fuerza del homing y de la parada de emergencia.

### 5.1. Parámetros predeterminados

La pieza está hecha a partir de un perfil de Al 6063 C5, cuyas propiedades elásticas se han consultan en bibliografía a partir de la Referencia [8]. Se van a analizar dos estudios de carga distintos: una fuerza llamada FzH (Fuerza del homing) que actúa sobre el tornillo de nylon; y la fuerza FzE (Fuerza de Emergencia), que se aplica sobre el tope de goma.

### 5.2. Tipo de problema, material y geometría

Se ha definido un estudio estructural, y se ha definido el elemento del sólido como SOLID187. Esto significa que cada elemento del sólido va a ser un 3D, con 10 nodos cada uno teniendo cada uno 3 grados de libertad. A pesar de ser el Element Type con menor eficiencia computacional, se ha elegido este ya que el problema no presenta una geometría compleja, a parte de la gran precisión que posee en términos de rotación y deformación [9]

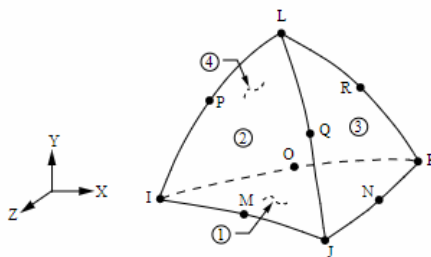


Figura 38: Geometría del SOLID187. Fuente: [10]

Se va a generar la geometría del elementos a partir de la sección del perfil. Primero se crean los Keypoints, luego se definen las líneas y por último se crean las áreas. Para generar el volumen, se extruye el área total creada. Los agujeros que se atornillan a la placa se crean a partir de sustracción de material. Las áreas donde se aplica la fuerza simplemente se van a definir para posteriormente aplicar según el caso de estudio.

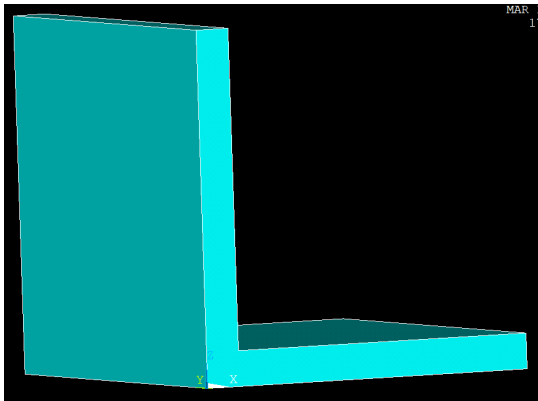


Figura 39: Geometría del sólido macizo. Fuente: propia

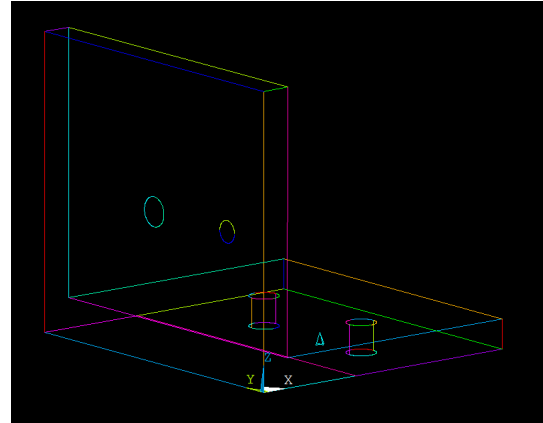


Figura 40: Visualización de las líneas del sólido incluyendo los agujeros de la base y las áreas de fuerza. Fuente: propia

### 5.3. Restricciones y fuerzas

Las restricciones del modelo van a intentar simular las sujeciones reales de la pieza a la estructura. Para realizar este paso, se ha creado una línea ficticia que divide la base de la pieza en dos áreas. A la que está más alejada del plano inclinado se le ha restringido el despegue, para que simule el efecto de los tornillos. De esta manera se restringe el movimiento en el eje Z. Para restringir el movimiento en los dos ejes restantes X e Y, se le aplica fijaciones a las áreas creadas a partir de la eliminación de taladros anteriormente comentada, limitando el movimiento en los dos ejes nombrados. De esta manera se satisfacen las restricciones del modelo.

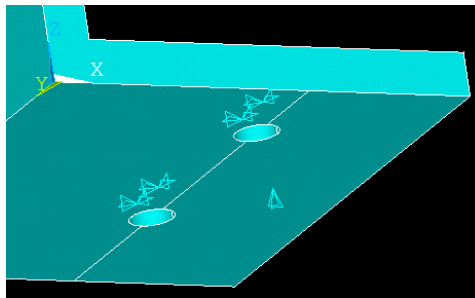


Figura 41: Restricciones del modelo. Fuente: propia

Respecto a la configuración de fuerzas, hay dos supuestos posibles en la realidad: que actúe la fuerza provocada por el homing o que rompa los tornillos de nylon y de este modo la fuerza sea absorbida por el cono de goma. Como esta fuerza actúa en dos áreas distintas del perfil, se ha supuesto en el modelo los dos casos: que actúe la fuerza del homing o que actúe la fuerza de la parada de emergencia. Esto se puede variar en el código según los valores predeterminados en los nombrados anteriormente FzH y FzE.

Si  $FzH$  es igual a 0 significa que se está estudiando el caso de la frenada de emergencia, al igual que si  $FzE$  equivale a 0 se realiza el estudio del homing. Al parámetro  $FzH$ , se le asigna un valor de 100N. En cambio, al parámetro  $FzE$ , se le asigna en función de las características del motor lineal, anteriormente comentadas en el Apartado [3.3](#). Por tanto, el valor asignado es el máximo posible, 1650 N.

La presión generada por la fuerza de la parada de emergencia se aplica en la rosca pasante central, y la ocasionada por el homing en el lateral, donde se coloca en la realidad el tornillo de nylon.

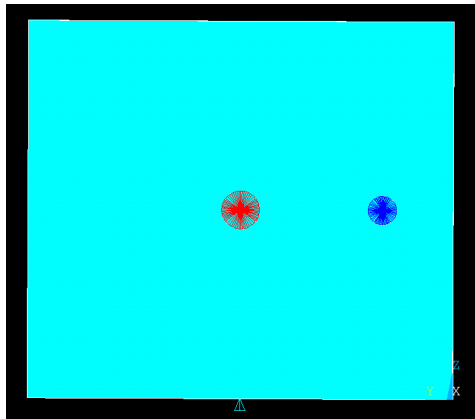


Figura 42: Áreas de aplicación de las presiones. Fuente: propia

## 5.4. Mallado

Para el mallado del modelo se ha optado por el tamaño predeterminado del programa, también llamado SmartSize, donde Ansys determina el tamaño de los elementos finitos de la malla para hallar el mejor supuesto entre precisión en el resultado y optimización computacional en función del refinamiento de malla del usuario, que es un número natural entre el 1 y el 10, siendo el 1 la malla más precisa. El programa Ansys tiene predeterminada el tamaño de malla 6. A continuación, se debe elegir el tipo de elemento del mallado. Se ha optado por el tetraedro, que se adapta bien a la geometría analizada. Se podría haber escogido otro elemento con un elemento con un menor número de nodos, pero no ser la eficiencia computacional una limitación en el proyecto, se ha buscado la mayor precisión posible. Por lo mismo expuesto, se va a optar por un refinamiento de malla 1.

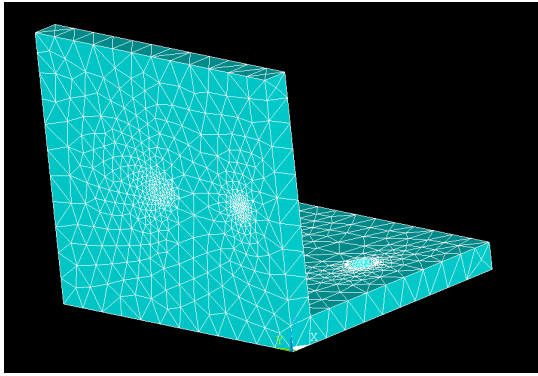


Figura 43: Malla con refinado 1. Fuente: propia

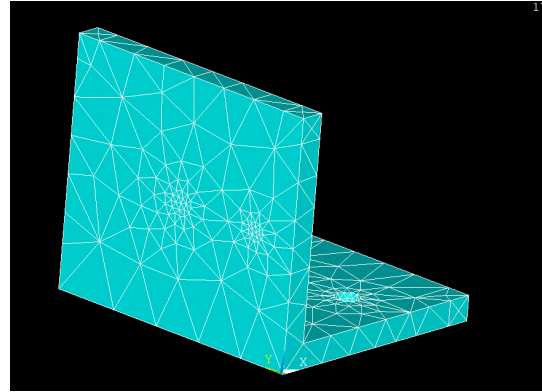


Figura 44: Malla con refinado 6. Fuente: propia

Como se puede comparar en las imágenes [43](#) y [44](#), la diferencia se puede apreciar a simple vista en el número de elementos de las mallas. Para determinar si es necesario un nivel de mallado complejo, se va a comparar entre los distintos niveles de refinado de malla, ver cual es el óptimo para el problema en cuestión. El número de elementos será correcto cuando los valores escogidos tiendan a converger a un valor único, que se mantenga a medida que aumente el número de elementos de malla.

## 5.5. Análisis de resultados

Como se ha mencionado en el apartado anterior, se va a comparar entre los valores 1 y 10 de refinado de malla. Los datos escogidos para realizar el estudio son los siguientes: la tensión de Von Mises y el desplazamiento en X para hacer el estudio. El caso a estudiar es el relacionado al homing, para comprobar la deflexión de la pieza sometida a la fuerza de 100 N. Los resultados obtenidos son los siguientes:

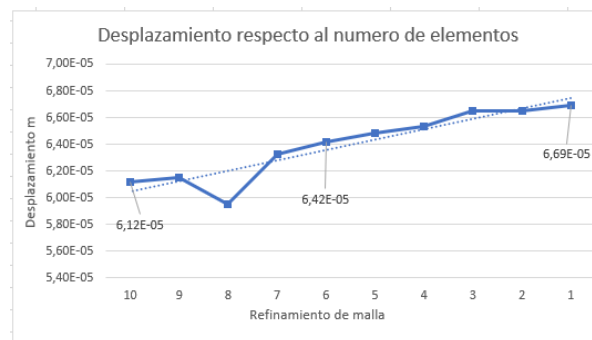


Figura 45: Valores del desplazamiento en función del refinamiento de malla. Fuente: propia

Como se puede comprobar en la Imagen [45](#), la línea de tendencia es ascendente en todo momento, sin converger a un valor específico. No es lo esperado, y puede ser debido a las siguientes razones:

- El número de datos obtenidos es una cantidad pequeña, por tanto se podría escoger un mayor rango de número de elementos para poder sacar unas conclusiones más precisas.
- Se puede tratar de una singularidad, es decir, zonas que debido a la geometría o la posición de las fuerzas, hay una superposición de la malla y eso provoca unas zonas críticas en las cuales a medida que se aumenta el número de elementos, aumenta el valor de tensión.

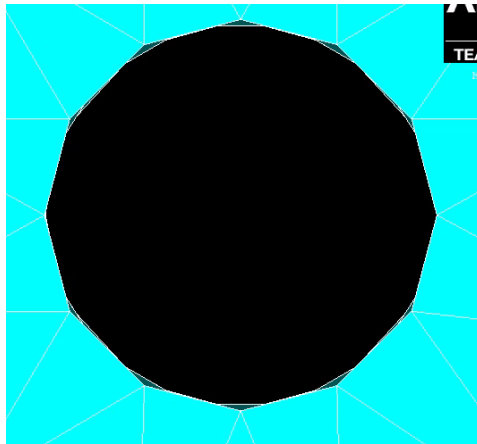


Figura 46: Zoom del mallado en la zona de la base del perfil, en los tornillos. Fuente: propia

Cuando se analiza más en detalle la malla, como se indica en la Figura 46, el problema ocurre con la geometría. Al no variar la carga pero reducir el área (el número de elementos de la malla aumenta), la tensión tiende a aumentar a infinito a medida que el área se aproxima a 0.

Por esta razón, no se tendrá en cuenta el valor de tensión y desplazamiento, en cambio, se tendrá en cuenta dónde se produce el valor más alto.

La Figura 47 indica que el punto crítico de tensiones se encuentra en el tornillo de la base, del lado que coincide con la zona de aplicación de la fuerza del homing. Una posible razón es que es la zona respecto al semiplano que tiene mas presión, por tanto, hay un mayor efecto del flector.

A su vez la Figura 48 muestra como el extremo libre del perfil es la zona en la que ocurre más desplazamiento, ya que no tiene ninguna restricción asociada. Esta zona es relevante ya que va a determinar el desplazamiento del perfil en la realidad.

Para determinar el grado de error de la operación, se va a comprobar cual es el error en energía estructural normal, con sus siglas en inglés SEPC (percent error in structural energy norm) [11], que hace referencia a la discrepancia de resultados entre los valores de tensión calculados y el campo de tensiones global, determinado a partir de las tensiones medias se deshabilita los PowerGraphics Settings y se llama a la operación *Percent error*. El mensaje mostrado por pantalla es el siguiente:

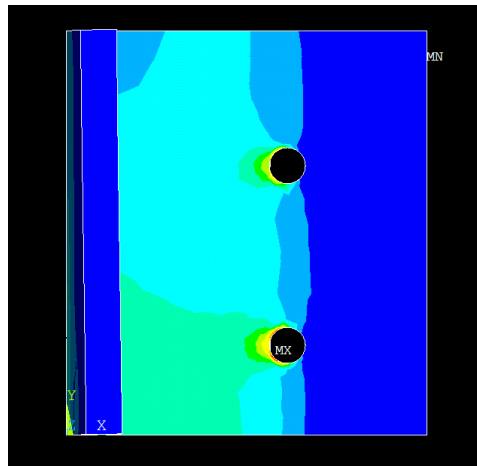


Figura 47: Vista de planta del gradiente de tensiones. Fuente: propia

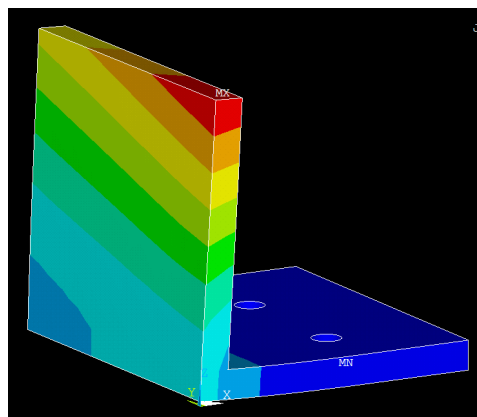


Figura 48: Gradiente de desplazamientos. Fuente: propia

1 STRUCTURAL PERCENTAGE ERROR IN ENERGY NORM (SEPC) =  
44.401

Este valor es mucho más alto de lo esperado [12], por tanto, no se va a tener en cuenta los valores numéricos. Para evitar las zonas singulares, se va a simplificar el diseño en el programa, de modo que se va a eliminar los taladros. A pesar de reducir la realidad del diseño, ya se conoce el comportamiento de la pieza, por tanto, se va a intentar buscar una convergencia en resultados.

El nuevo mensaje mostrado por pantalla de la opción *Percent error* es:

1 STRUCTURAL PERCENTAGE ERROR IN ENERGY NORM (SEPC) =  
39.592

Por tanto, comparando ambos valores, se ha encontrado lo esperado: al simplificar la geometría, se ha reducido el error.

Se procede a obtener los resultados de los casos mencionados anteriormente. En especí-

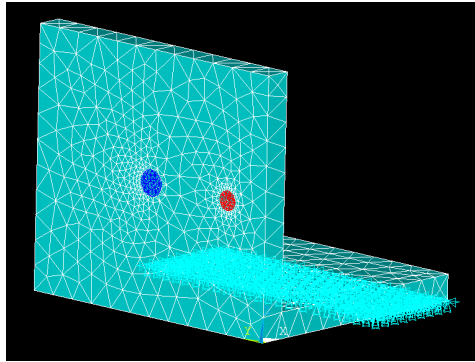


Figura 49: Mallado de la nueva geometría. Fuente: propia

	<b>Estudio homing (100 N)</b>	<b>Estudio emergencia (1650 N)</b>	
Flecha	$0,685 \cdot 10^{-4}$ m	Tensión	$0,646 \cdot 10^8$ Pa

Cuadro 4: Tabla-resumen de resultados

fico, el valor relevante en el homing es la flecha en el extremo. En cambio, en el estudio de la parada de emergencia, se estudiará la tensión máxima del perfil para comprobar que no supera la tensión de rotura del material. Los valores obtenidos en ambos estudios se resumen en el Cuadro 4:

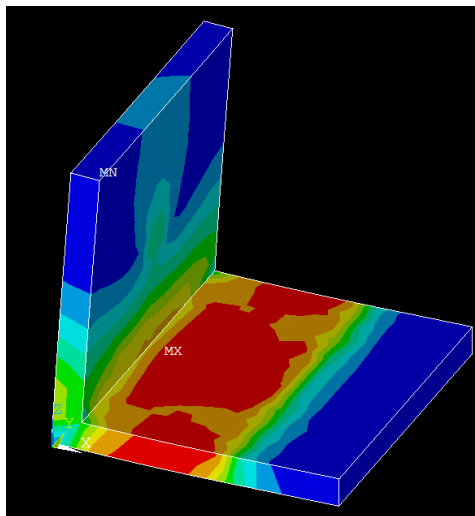


Figura 50: Gradiente de tensiones de la nueva geometría. Fuente: propia

## 5.6. Cálculos analíticos

Para validar los resultados, se procede a resolver el problema de manera analítica. De este modo se puede comprobar como de preciso ha sido el estudio realizado y comprobar las conclusiones extraídas.



En primer lugar, se van a realizar diversas suposiciones para el problema. Se va a partir de la geometría simplificada anteriormente comentada, con las mismas restricciones del modelo. Además, se realizarán dos puntos de partida distintos, para los casos de emergencia y homing

En primer lugar, se va a calcular el valor del momento flector máximo sufrido en el perfil. Al aplicarse la fuerza en el mismo punto en ambos casos en el plano XZ, por tanto, comparten el mismo diagrama de solicitaciones como indica la Figura 51. El valor de flector máximo se rige por la siguiente fórmula en función de la distancia  $z$ , que hace referencia al brazo de palanca, desde el punto de aplicación de la fuerza hasta la base, que es 0,04m:

$$M_{y_{maxE}} = F_E \cdot z_{max} = 66Nm \quad (7)$$

$$M_{y_{maxH}} = F_H \cdot z_{max} = 4Nm \quad (8)$$

El momento aumenta de manera lineal, ya que depende del valor de  $z$ . En el cambio de plano del perfil, se mantiene el valor del flector máximo. Los valores de tensión en el tramo horizontal de la pieza pueden obtenerse a partir de su momento de inercia:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = 3840mm^4 \quad (9)$$

Su distancia máxima  $y_{max}$  es la distancia del eje neutro al punto mas alejado del área en el eje Y. El eje neutro es el lugar geométrico de las secciones donde las tensiones son nulas a flexión. En este caso, al ser un rectángulo de 90x8 mm la  $y_{max}$  determinada es 0,004m. Por tanto, se calcula el valor de tensión de la siguiente manera:

$$\sigma_{maxE} = \frac{M_{yE}}{I} \cdot y_{max} = 68,75MPa \quad (10)$$

$$\sigma_{maxH} = \frac{M_{yH}}{I} \cdot y_{max} = 4,167MPa \quad (11)$$

Comparando el resultado obtenido con el obtenido en el Cuadro 4, el error obtenido es aproximadamente en las tensiones de la parada de emergencia está en torno al 6%, valor más que válido para concluir que se ha realizado un buen estudio de elementos finitos, ya que se aproxima bastante a la solución analítica.

Respecto a la flecha o deflexión de la pieza en el extremo, la parte de interés es el plano vertical que contiene los tornillos de nylon. Para simplificar el estudio, se estudiará como una viga en voladizo o empotrada. Es este caso, al no estar la fuerza en el extremo, se rige por la siguiente fórmula, siendo  $a$  la distancia del punto de aplicación al extremo [13]:

$$\Delta_A = \frac{P \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot L - a) = 0,0201mm \quad (12)$$

Comparando el resultado obtenido con el obtenido en el Cuadro 4, en oposición al anterior, hay un error del 70%. Esto puede ser debido a que no se tiene en cuenta la flexión del plano horizontal del perfil, y por eso sea mucho más pequeño el valor del analítico respecto al estudio de elementos finitos.

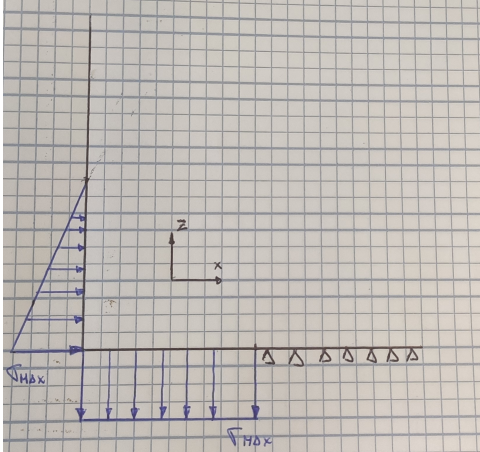


Figura 51: Diagrama de solicitaciones de momento flector en la pieza. Fuente: propia

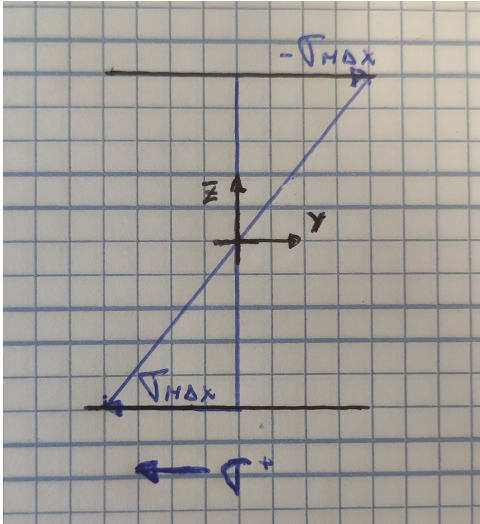


Figura 52: Diagrama de tensiones de la sección transversal. Fuente: propia

## 6. Conclusión

Las principales conclusiones extraídas a lo largo del trabajo son las siguientes:

- El nuevo diseño propuesto del banco de ensayos que simula teóricamente el descentramiento de la catenaria es una buena elección para el problema propuesto, ya que, en primer lugar, es capaz de dotar al sistema la amplitud del movimiento horizontal que requiere. Además, la solución propuesta no requiere modificar de una manera considerable el diseño del banco anterior.
- La solución constructiva propuesta Actualmente el diseño se encuentra en fase de construcción, el primer objetivo es la simulación del descentramiento, pero más adelante, la solución constructiva propuesta puede ser aplicable también a la incorporación en el banco de ensayos del efecto del viento sobre el cable de la catenaria, es una buena elección ya que permite situar con exactitud el centro de la carrera respecto al que se realizará el descentramiento
- Se ha estudiado mediante EF el problema mecánico (tensiones y deformaciones) en la operación de homing y en una posible parada de emergencia. En el primer caso, el desplazamiento máximo sufrido en el punto de apoyo frente a la fuerza ejercida en la operación de homing, se considera suficientemente pequeño como para cumplir su función, en el segundo lugar, frente a una posible parada de emergencia, se ha estimado que las tensiones máximas alcanzadas quedarían por debajo de límite de rotura del material, por tanto el diseño de la pieza es válido.

# Índice de figuras

1.	Principales elementos de la generación de energía eléctrica entre la catenaria y el pantógrafo. Fuente: [1]	1
2.	Principales elementos del descentramiento de la catenaria. Fuente: [2]	2
3.	Descentramiento del hilo de contacto. Fuente: [4]	3
4.	Funcionamiento en imágenes del control en lazo cerrado. Fuente: [5]	3
5.	Banco de ensayos con el accionamiento vertical. Fuente: propia	5
6.	Carcasa. Fuente: propia	9
7.	Estátor. Fuente: propia	9
8.	Vástago y guías del accionamiento horizontal. Fuente: propia	9
9.	Patines de Bosch. Fuente: Fuente: catálogo de Bosch	9
10.	Diseño anterior del pórtico, sin el accionamiento horizontal en Solidworks. Fuente: propia	10
11.	Diseño actual en Solidworks. Fuente: propia	10
12.	Distancia máxima entre la posición límite del vástago y el límite de la estructura. Fuente: propia	11
13.	Motor lineal. Fuente: catálogo de Linmot	12
14.	Cotas de la carcasa. Fuente: catálogo de Linmot	12
15.	Tabla de datos en función del tamaño de la guía. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth	14
16.	Vista de sección de la guía. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth	14
17.	Vista de sección de la guía. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth	14
18.	Vistas del patín elegido. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth	16
19.	Tabla de datos de medidas, capacidades y momentos de carga. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth	16
20.	Posición simétrica de las guías a la placa SPL. Fuente: propia	17
21.	Distancia entre el límite de las guías y el borde de la placa SPL. Fuente: propia	17
22.	01 Placa soporte en Solidworks. Fuente: propia	18
23.	Distancia requerida para la posición central del accionamiento vertical. Fuente: propia	19
24.	Placa de elevación en Solidworks. Fuente: propia	19
25.	Distancia entre planos del 05 Bloque Rótula y la chapa en Solidworks. Fuente: propia	20
26.	Distancia entre el plano medio del motor lineal y la base en Solidworks. Fuente: propia	20
27.	Sub ensamblaje creado "Motor Horizontal". Fuente: propia	21
28.	Ensamblaje en el banco de ensayos. Fuente: propia	21
29.	Perfil en L. Fuente: propia	22
30.	Perfil en L con el tornillo de nylon y el cono de goma. Fuente: propia	22
31.	Diferencia entre el tornillo de nylon y el cono de goma. Fuente: propia	23
32.	Contacto supuesto en la parada de emergencia. Fuente: propia	23
33.	Cabezal excitador del accionamiento vertical. Fuente: propia	25
34.	Elementos del total de la masa dinámica. Fuente: propia	26
35.	Elementos del total de la masa estática. Fuente: propia	26
36.	Esquema de fuerzas y momentos exteriores que actúan sobre el patín. Fuente: catálogo de Bosch Rexroth	27
37.	Descentramiento de la catenaria a lo largo de la recta. Fuente: [7]	28
38.	Geometría del SOLID187. Fuente: [10]	29
39.	Geometría del sólido macizo. Fuente: propia	30

---

40.	Visualización de las líneas del sólido incluyendo los agujeros de la base y las áreas de fuerza. Fuente: propia	30
41.	Restricciones del modelo. Fuente: propia	30
42.	Áreas de aplicación de las presiones. Fuente: propia	31
43.	Malla con refinado 1. Fuente: propia	32
44.	Malla con refinado 6. Fuente: propia	32
45.	Valores del desplazamiento en función del refinamiento de malla. Fuente: propia	32
46.	Zoom del mallado en la zona de la base del perfil, en los tornillos. Fuente: propia	33
47.	Vista de planta del gradiente de tensiones. Fuente: propia	34
48.	Gradiente de desplazamientos. Fuente: propia	34
49.	Mallado de la nueva geometría. Fuente: propia	35
50.	Gradiente de tensiones de la nueva geometría. Fuente: propia	35
51.	Diagrama de solicitaciones de momento flector en la pieza. Fuente: propia	37
52.	Diagrama de tensiones de la sección transversal. Fuente: propia	37

# Índice de cuadros

1. Elementos nuevos del montaje y numero de identificación.	11
2. Características de las guías.	13
3. Características de los patines	15
4. Tabla-resumen de resultados	35
5. Desglose de precios para la actividad del ingeniero mecánico	V

## Referencias

- [1] C. Beldad Rodríguez, *Diseño y construcción de un modelo dinámico de pantógrafo*. PhD thesis, Universitat Politècnica de València, 2019.
- [2] Alejandro, “Red de ferrocarril/ catenarias..” Blogger, 2010.
- [3] ADIF, “Memoria descriptiva de la línea aérea de contacto tipo ca 220/3kv,” Junio 2016.
- [4] E. G. del Carpio Chávez, “Interacción pantógrafo-catenaria, problemas de desgaste en la línea r2 de rodalies (egdc),” *Universitat Politècnica de Catalunya*, 2014.
- [5] A. Correcher, C. Ricolfe-Viala, M. Tur, S. Gregori, M. Salvador-Muñoz, F. J. Fuenmayor, J. Gil, and A. M. Pedrosa, “Hardware-in-the-loop test bench for simulation of catenary-pantograph interaction (cpi) with linear camera measurement,” *Sensors*, vol. 23, no. 4, 2023.
- [6] M. Tur, L. Baeza, F. Fuenmayor, and E. García, “Pacdin statement of methods,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 3, pp. 402–411, 2015.
- [7] A. M. Gomes Gonçalves, “Modelado de catenarias ferroviarias a partir de datos experimentales de la altura del hilo de contacto,” *Universitat Politècnica de València*, 2020.
- [8] s. Electrocome, “Aleación 6063 (al mg si 0,5).”
- [9] ChatGPT, “Diferencias entre características entre element type de sólidos tetraédricos.” Mensaje de asistente virtual, 2023.
- [10] ANSYS Help System, “Solid187 element.” [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v202/en/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_SOLID187.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v202/en/ans_elem/Hlp_E_SOLID187.html), 2021.
- [11] I. A. r. r. Release 18.2 © ANSYS, “Prerr prints sepc and tepc..”
- [12] G. Shanmugaraj, “What is the suitable and acceptable error variations between the cfd results and experimental data?,” 07 2020.
- [13] M. Tejerizo Fernández, *Elaboración de fórmulas analíticas y tablas de cálculo para las estructuras metálicas de acero según la normativa Eurocódigo 3*. PhD thesis, UPC, Escola Tècnica Superior d’Enginyeria Industrial de Barcelona, Departament de Resistència de Materials i Estructures a l’Enginyeria, Apr 2015.

## A. Presupuesto

El este apartado se va a incluir el presupuesto necesario para la realización de este trabajo. Se ha desarrollado en un periodo de tres meses. Se va a incluir dos tablas, una como trabajo de ingeniería básica y la segunda en desglose de precios del pedido de piezas.

Cantidad	Concepto	Precio unitario €	Precio total €
1	Licencia Solidworks Premium Trimestral Diseño mecánico CAD		1500
1	Licencia Ansys APDL		1000
300	Trabajo Ingeniero Mecánico	30	9000
1	Vástago del motor		1400
1	Controlador del motor		1300
	Cables del motor		450
1	Topes elásticos de frenada (bolsa de 4 unidades)		14,40
4	Patines	110	440
2	Guías	290	580
1	Muelle		9,54
1	Junta Cardan		67,46
	Presupuesto elementos no comerciales		2615,64
	<b>Coste del proyecto</b>		18377,04
	Beneficio industrial (6 %)		1102,63
	Costes generales (14 %)		2572,79
	<b>Balance del proyecto SIN IVA</b>		22052,46
	<b>IVA (21 %)</b>		4631,02
	<b>Presupuesto total</b>		26683,48

Cuadro 5: Desglose de precios para la actividad del ingeniero mecánico

A pesar de incluir los precios de las licencias de los programas, ambos han sido utilizados en la versión estudiante gratuita. El presupuesto para el mecanizado de piezas está redactado por la empresa a la que se le consultó el pedido, mecanizados s.a

Los precios de elementos comerciales han sido todos pedidos a fabricantes.

El presupuesto total del trabajo sería de VEINTISEÍS MIL SEISCIENTOS OCHENTA Y TRES CON CUARENTA Y OCHO EUROS





# Mecanizados, s.a.

Parque Industrial Juan Carlos I - C/ de la Granja, 28  
46440 ALMUSSAFES (Valencia)  
Telf.: 96 176 72 00  
E-mail: mecanizados@mecaniza.com

• Distribuidor de **HUNGER** para España.



UNIVERSIDAD POLITECNICA VALENCIA  
CAMINO DE VERA, S/N  
46022 VALENCIA  
(VALENCIA)  
Fax: 963877659

**consulta MCM U.P.V.**

## OFERTA / OFFER

CLIENTE	C.I.F.	FECHA	Nº.OFERTA	OT / SOLICITUD	VERSION
561	Q4618002B	29/03/2023	NV 27850	Manuel Tur.	0

CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
VE00	FABRICACION PLACA SOPORTE	1	930,00	930,00
VE00	FABRICACION BASE DE APOYO	1	542,50	542,50
VE00	FABRICACION PLACA ELEVADORA	1	333,00	333,00
VE00	FABRICACION PERFIL CERO MAQUINA	4	133,70	534,80
VE00	FABRICACION BLOQUE ROTULA	1	83,64	83,64
VE00	FABRICACION TOPE VASTAGO M10	1	95,85	95,85
VE00	FABRICACION TOPE VASTAGO M8	1	95,85	95,85
<p>*****            IMPUESTOS A SU CARGO.            PORTES: INCLUIDOS            FORMA DE PAGO: TRANSF 90            PLAZO DE ENTREGA: A CONVENIR (APROX. 3 SEM)            VALIDEZ DE LA OFERTA: 15 DIAS            PRECIO PARA LAS CANTIDADES INDICADAS, PARA OTRAS CONSULTAR.            *****</p>				

Ins.Reg.Merc.Voia.T.3652,nº964,Secc.General Sdes.F.80.,H.V-17250-C.I.F.:ES-A46180.157

TOTAL LINEAS	PORTES	BASE IMPONIBLE	I.V.A.		IMPORTE OFERTA
2.615,64		2.615,64	21,00%	549,28	<b>3.164,92</b>

OFERTA REALIZADA POR:

**RAUL MARTINEZ:**  
JAVIER M-MURGA

## B. Pliego de condiciones

### OBJETO

El objeto del presente proyecto es el rediseño de un banco de ensayos que simula el contacto entre pantógrafo y catenaria, para implementar el movimiento horizontal que actúe como el descentramiento del hilo de contacto. Además, se realiza un cálculo de la vida útil de los patines del montaje y un estudio de elementos finitos para conocer la deflexión en unos perfiles en L para la regulación del homing en el sistema.

### CONOCIMIENTOS REQUERIDOS

- Conocimientos del programa Solidworks en su faceta de diseño.
- Conocimientos del programa Ansys y el estudio de elementos finitos

### NORMATIVA

Las normativas a cumplir en todo momento debe ser todo lo relacionado a seguridad y salud en el trabajo:

- Real Decreto 309/2001, de 23 de marzo, por el que se modifica el Real Decreto 1879/1996, de 2 de agosto, por el que se regula la composición de la Comisión Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo.
- Real Decreto 488/1997, de 14 de abril, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización.
- Real Decreto 286/2006, de 10 de marzo, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido.
- Real Decreto 485/1997, de 14 de abril, sobre disposiciones mínimas en materia de señalización de seguridad y salud en el trabajo.

Además de la normativa, también se deberán realizar las medidas de prevención pertinentes en por factores de riesgo en trabajos de oficina.

### LICENCIAS DE SOFTWARE

Para realizar este trabajo, se han utilizado los siguientes programas en su versión estudiante:

- Licencia Solidworks ©
- Licencia Microsoft365 ©
- Licencia Ansys ©

## C. Código de ansys

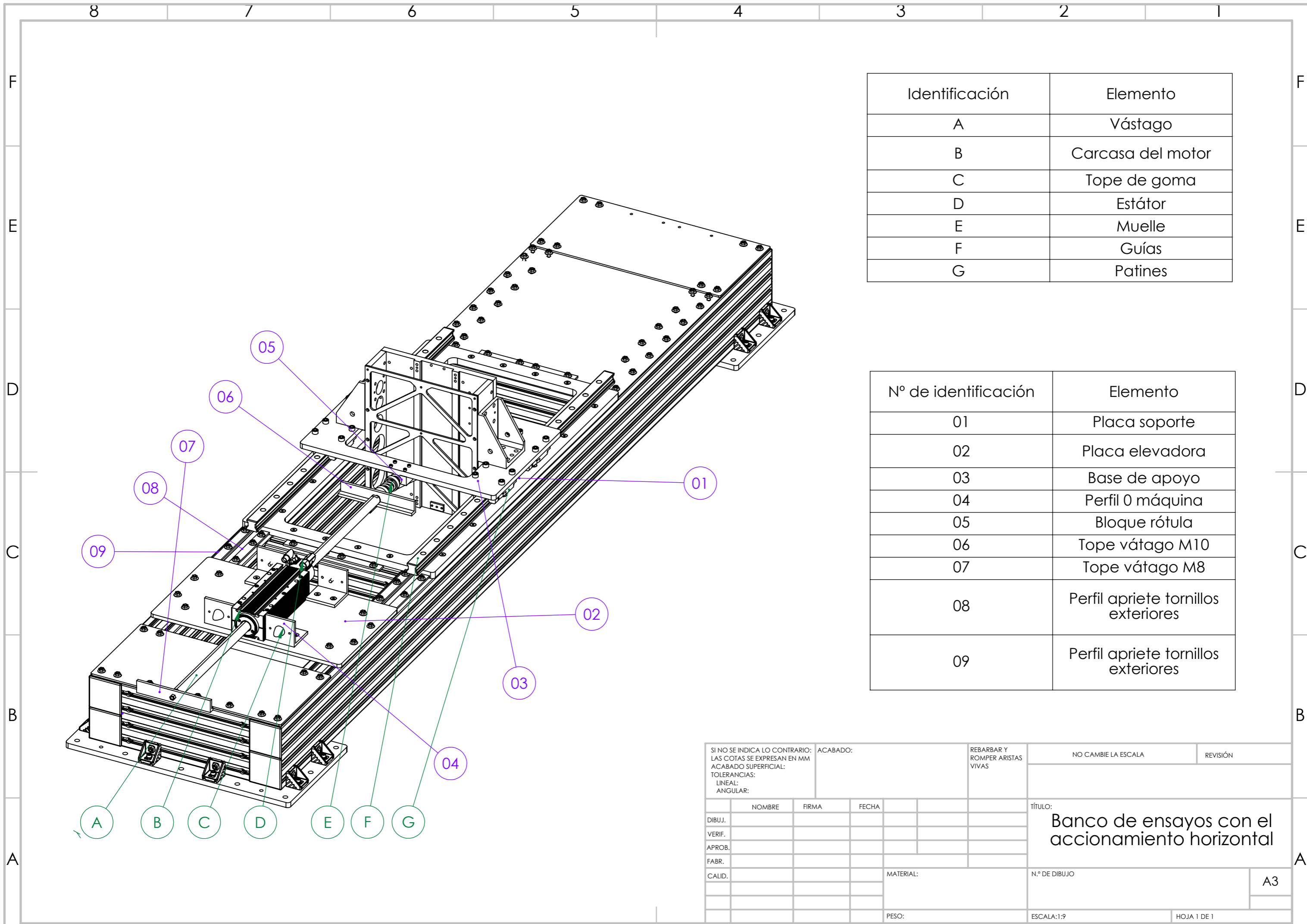
```
1 /clear
2 FINISH
3 /PREP7
4 !*Par metros fuerza tama o L espesor Radio grande/peque o
   posici n Y de taladro
5 !*Fuerza en homing
6 *SET,FzH,100
7 !*Fuerza parada emergencia
8 *SET,FzE,0
9 *SET,NPi,3.14159
10 *SET,L,0.08 !* Longitud del perfil
11 *SET,Lz,0.09 !*Profundidad del perfil
12 *SET,e,0.008 !*Espesor del perfil
13 *SET,Rg,0.0040 !* Radio del taladro para el cono de goma
14 *SET,Rn,0.0030 !* Radio del taladro para el tornillo de nylon
15 *SET,Rav,0.0040 !* Radio para el agujero con avellanado
16 *SET,Yt,0.03 !* Distancia del centro de goma al taladro de
   nylon
17 *SET,Zav,0.02 !* Distancia desde centro avellanado al borde en
   eje Z
18 *SET,Xav,0.031 !* Distancia desde centro avellanado al borde
   en eje X
19
20
21
22 !* Defini cion tipo de problema (Estructural)
23 KEYW,PR_SET,1
24 KEYW,PR_STRUC,1
25 !*TIPO DE ELEMENTO
26 ET,1,SOLID187
27
28 !*ASIGNACION PROPIEDADES EL STICAS
29 MPTEMP,,,,,,,,
30 MPTEMP,1,0
31 MPDATA,EX,1,,6.9e10
32 MPDATA,PRXY,1,,0.33
33
34 !*KEYPOINTS
35 K,1,0,,0,
36 K,2,L-Xav,,0,
37 K,3,L,,0,
```

```
38 K, 4, e, , e,
39 K, 5, L, , e,
40 K, 6, 0, , L,
41 K, 7, e, , L,
42
43 !*Creaci n de l neas
44 LSTR,      1,      2
45 LSTR,      2,      3
46 LSTR,      3,      5
47 LSTR,      5,      4
48 LSTR,      4,      7
49 LSTR,      7,      6
50 LSTR,      6,      1
51
52 !*Creaci n de reas
53 FLST, 2, 7, 4
54 FITEM, 2, 1
55 FITEM, 2, 2
56 FITEM, 2, 3
57 FITEM, 2, 4
58 FITEM, 2, 5
59 FITEM, 2, 6
60 FITEM, 2, 7
61 AL, P51X
62
63 !*Extruxi n de rea
64 VOFFST, 1, -Lz, ,
65
66 !*Creaci n de talados para el avellanado en la base
67 CYL4, L-Xav, Zav, Rav, , , , e
68 CYL4, L-Xav, L-Zav, Rav, , , , e
69
70 !*Eliminaci n de talados
71 FLST, 3, 2, 6, ORDE, 2
72 FITEM, 3, 2
73 FITEM, 3, -3
74 VSBV,      1, P51X
75
76 !* rea parada homing
77 K, 31, 0, Lz/2-Yt+Rn, L/2,
78 K, 32, 0, Lz/2-Yt-Rn, L/2,
79 K, 33, 0, Lz/2-Yt, L/2+Rn,
80 K, 34, 0, Lz/2-Yt, L/2-Rn,
81
```

```
82 LARC, 31, 32, 33, Rn,  
83 LARC, 31, 32, 34, Rn,  
84  
85  
86  
87 !* rea parada emergencia  
88 K, 35, 0, Lz/2+Rg, L/2,  
89 K, 36, 0, Lz/2-Rg, L/2,  
90 K, 37, 0, Lz/2, L/2+Rg,  
91 K, 38, 0, Lz/2, L/2-Rg,  
92  
93 LARC, 37, 38, 36, Rg,  
94 LARC, 37, 38, 35, Rg,  
95 !* Separaci n reas donde aplicar fuerzas  
96 FLST, 3, 4, 4, ORDE, 3  
97 FITEM, 3, 16  
98 FITEM, 3, 45  
99 FITEM, 3, -47  
100 ASBL,          9, P51X  
101 !* Despegue base nulo  
102 FLST, 2, 1, 5, ORDE, 1  
103 FITEM, 2, 19  
104 !*  
105 /GO  
106 DA, P51X, UZ,  
107 !* Desplazamiento lateral tornillos en base nulo  
108 FLST, 2, 4, 5, ORDE, 4  
109 FITEM, 2, 12  
110 FITEM, 2, -13  
111 FITEM, 2, 16  
112 FITEM, 2, -17  
113 !*  
114 /GO  
115 DA, P51X, UX, 0  
116 FLST, 2, 4, 5, ORDE, 4  
117 FITEM, 2, 12  
118 FITEM, 2, -13  
119 FITEM, 2, 16  
120 FITEM, 2, -17  
121 !*  
122 /GO  
123 DA, P51X, UY, 0  
124  
125 !* Fuerza homing
```

```
126 FLST, 2, 1, 5, ORDE, 1
127 FITEM, 2, 3
128 /GO
129 !*
130 SFA, P51X, 1, PRES, FzH/ (NPi*Rn*Rn)
131
132 !* Fuerza parada de emergencia
133 FLST, 2, 1, 5, ORDE, 1
134 FITEM, 2, 4
135 /GO
136 !*
137 SFA, P51X, 1, PRES, FzE/ (NPi*Rg*Rg)
138
139 !*MALLADO
140 SMRT, 2
141 !SMRT, 1
142 MSHAPE, 1, 3D
143 MSHKEY, 0
144 !*
145 CM, _Y, VOLU
146 VSEL, , , , 4
147 CM, _Y1, VOLU
148 CHKMSH, 'VOLU'
149 CMSEL, S, _Y
150 !*
151 VMESH, _Y1
152 !*
153 CMDELE, _Y
154 CMDELE, _Y1
155 CMDELE, _Y2
156
157 !*CALCULO
158 FINISH
159 /SOL
160 /STATUS, SOLU
161 SOLVE
162
163 !* Representaci n soluci n
164 FINISH
165 /POST1
166 !*
167 /EFACET, 1
168 PLNSOL, S, EQV, 0, 1.0
```

## D. Conjunto de planos



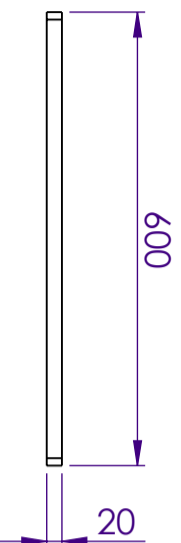
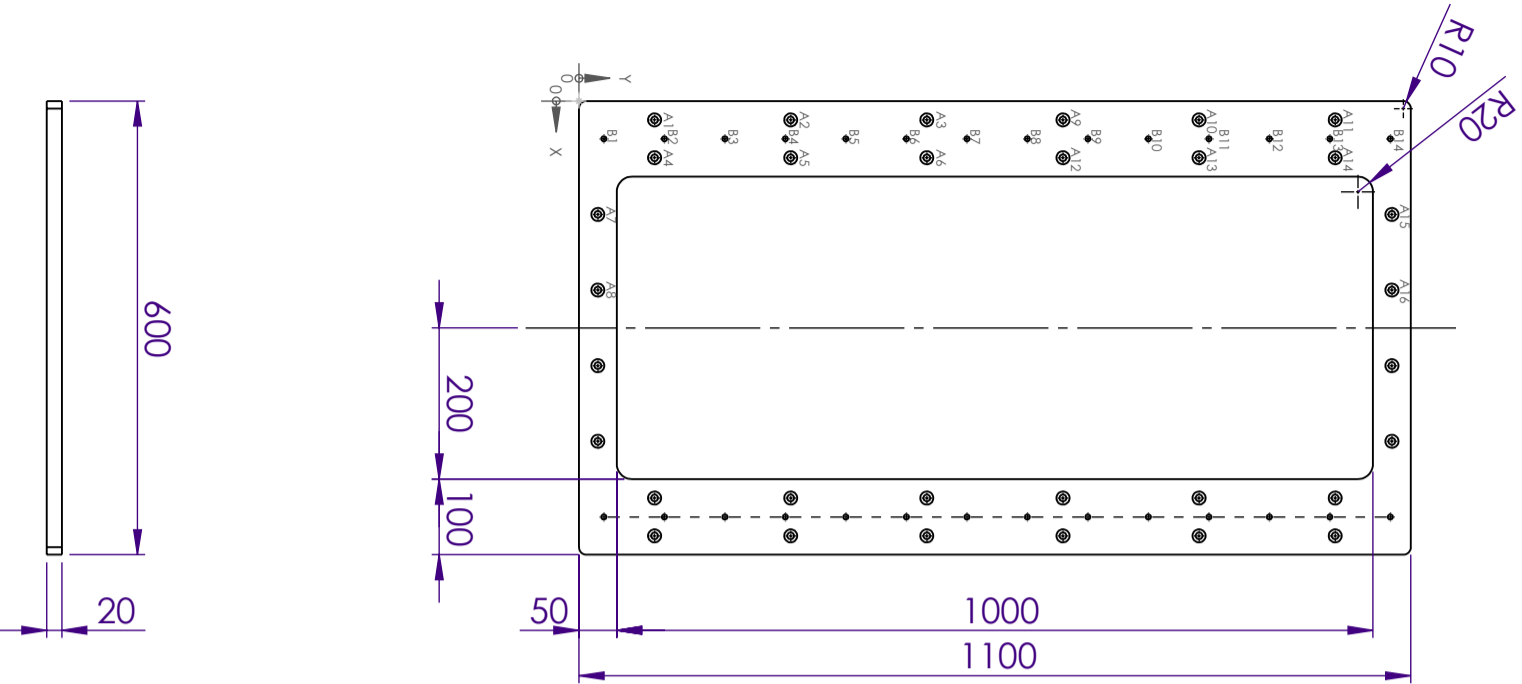
Identificación	Elemento
A	Vástago
B	Carcasa del motor
C	Tope de goma
D	Estátor
E	Muelle
F	Guías
G	Patines

Nº de identificación	Elemento
01	Placa soporte
02	Placa elevadora
03	Base de apoyo
04	Perfil 0 máquina
05	Bloque rótula
06	Tope vástago M10
07	Tope vástago M8
08	Perfil apriete tornillos exteriores
09	Perfil apriete tornillos exteriores

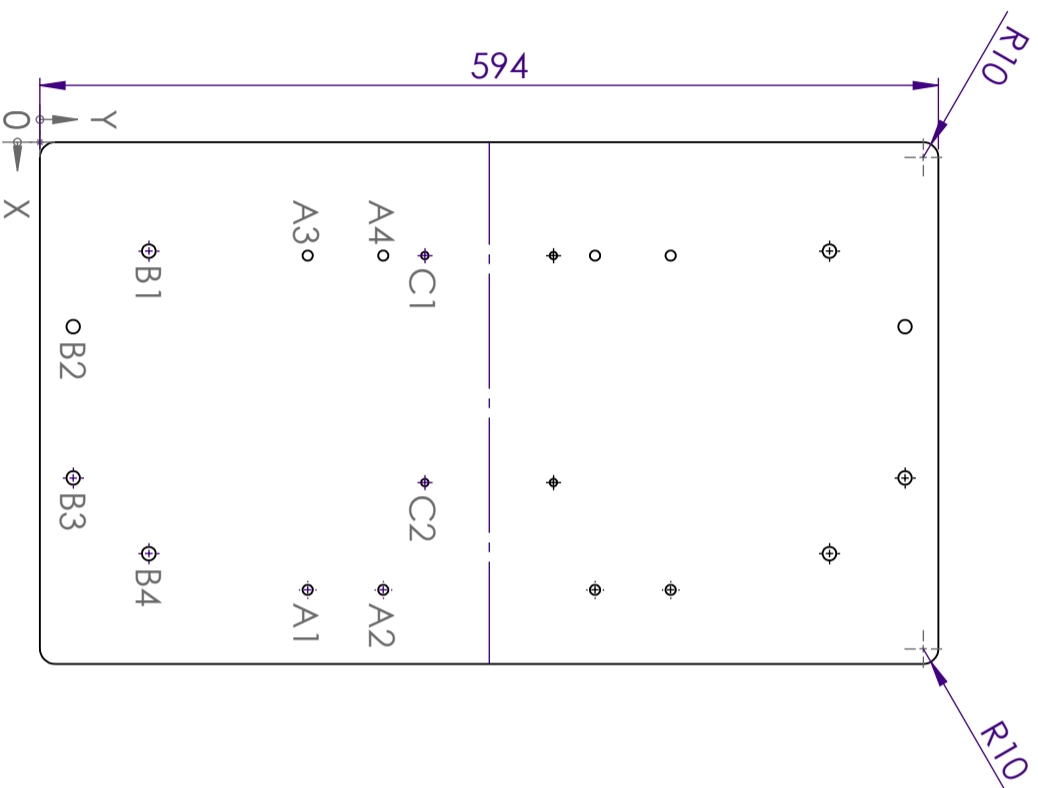
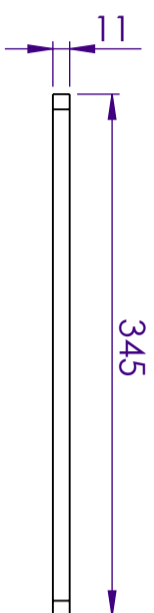
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: <b>Banco de ensayos con el accionamiento horizontal</b>	
DIBUJ.					N.º DE DIBUJO	A3
VERIF.					ESCALA:1:9	HOJA 1 DE 1
APROB.						
FABR.						
CALID.						
				PESO:		



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO	RÓTULO	X	Y	Tamaño
B1	50	33	M8 PASANTE	A1	25	100	$\phi$ 9 PASANTE $\checkmark$ $\phi$ 17,3 X 90°
B2	50	113		A2	25	280	
B3	50	193		A3	25	460	
B4	50	273		A4	75	100	
B5	50	353		A5	75	280	
B6	50	433		A6	75	460	
B7	50	513		A7	150	25	
B8	50	593		A8	250	25	
B9	50	673		A9	25	640	
B10	50	753		A10	25	820	
B11	50	833		A11	25	1000	
B12	50	913		A12	75	640	
B13	50	993		A13	75	820	
B14	50	1073		A14	75	1000	
			A15	150	1075		
			A16	250	1075		



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: ACABADO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			REPARAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			NO CAMBIE LA ESCALA			REVISIÓN		
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:				<b>Placa soporte</b>			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CAUID.											
MATERIAL:				N.º DE DIBUJO				A3			
AL 5083 O/H-111				01				HOJA 1 DE 1			
PESO: 13,86				ESCALA: 1:10							



RÓTULO	X	Y	Tamaño
A1	296	177	M8 PASANTE
A2	296	227	
A3	75	177	
A4	75	227	
B1	72	72	Ø 9 PASANTE
B2	122	22	
B3	222	22	
B4	272	72	
C1	75	254,5	M6 PASANTE
C2	225	254,5	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: ACABADO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			REBABRAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE	FIRMA	FECHA						
DIBUJ.								
VERIF.								
APROB.								
FABR.								
CAUD.								

TÍTULO:  
**Placca elevadora**

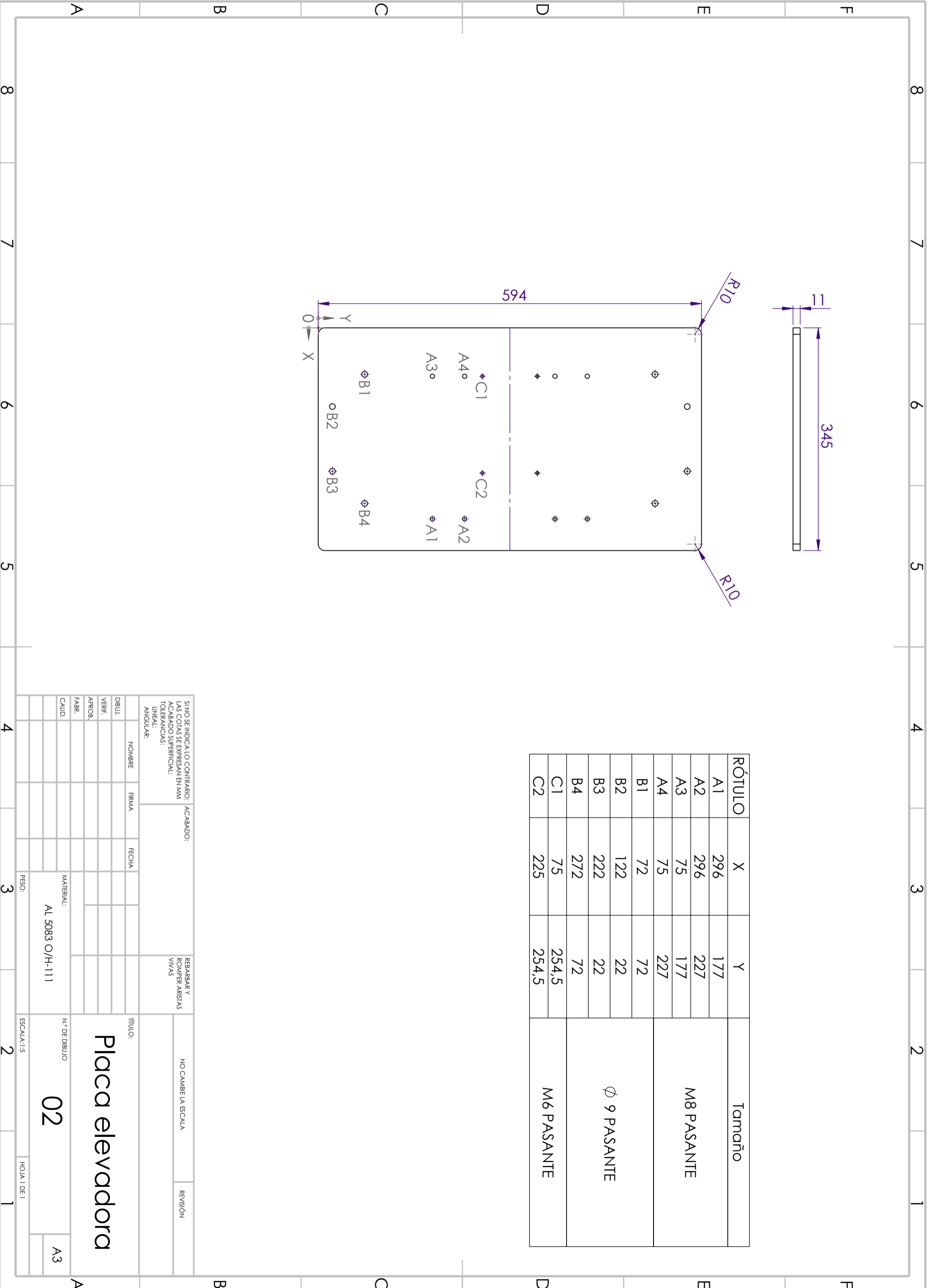
MATERIAL:  
AL 5083 O/H-111

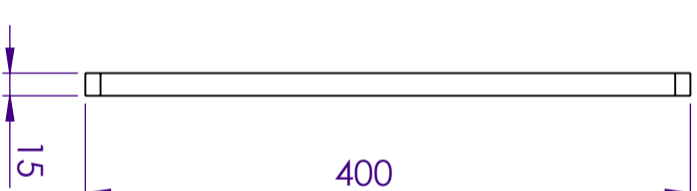
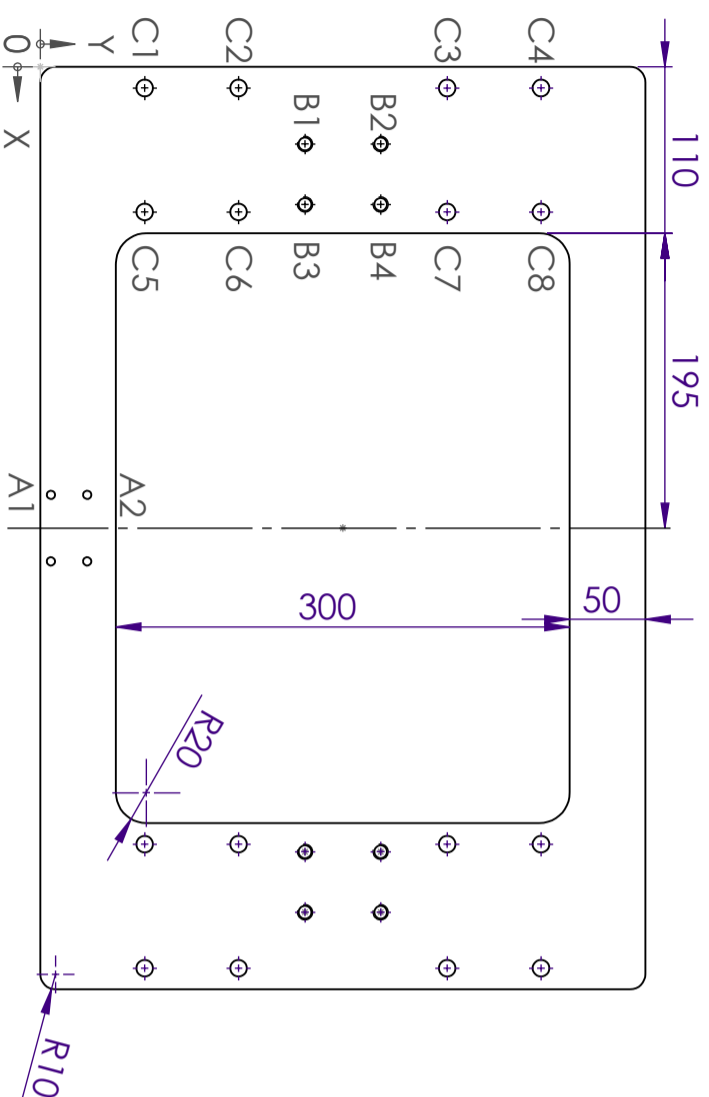
N.º DE DIBUJO  
**02**

A3

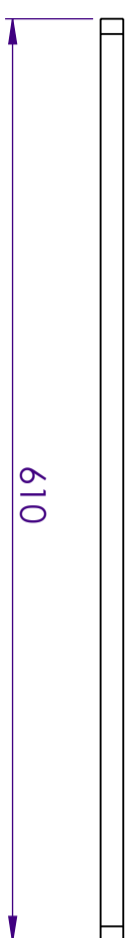
ESCALA: 1:5

HOJA 1 DE 1





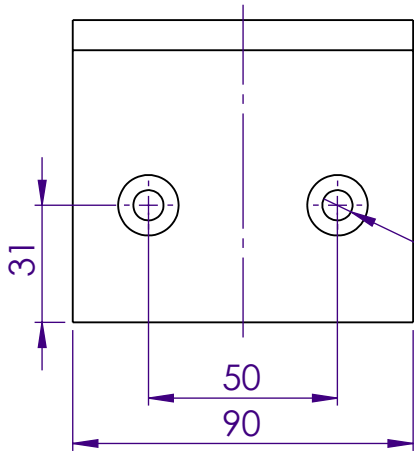
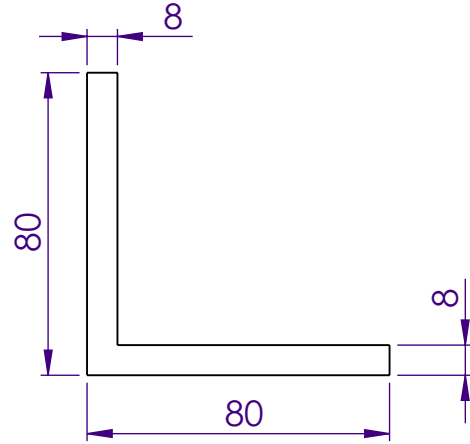
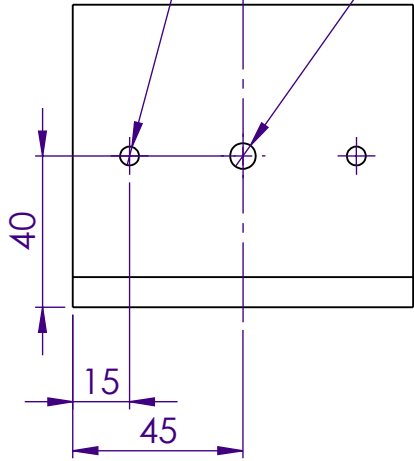
RÓTULO	X	Y	Tamaño
A1	283	7	Ø 6 PASANTE
A2	283	31	
B1	51	175	M10 PASANTE
B2	51	225	
B3	91	175	
B4	91	225	
C1	14	69	Ø 11 PASANTE
C2	14	131	
C3	14	269	
C4	14	331	
C5	96	69	
C6	96	131	
C7	96	269	
C8	96	331	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: ACABADO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		REPARAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE:		FIRMA:		FECHA:		TÍTULO: <b>Base de apoyo</b>	
DIBUJ. VERIF. APROB. FABR. CAUD.		MATERIAL: AL 5083 O/H-111		N.º DE DIBUJO <b>03</b>		ESCALA: 1:5	

2 X M6 PASANTE

M8 PASANTE



2 X  $\phi$  8 PASANTE  
 $\surd$   $\phi$  16 X 90°

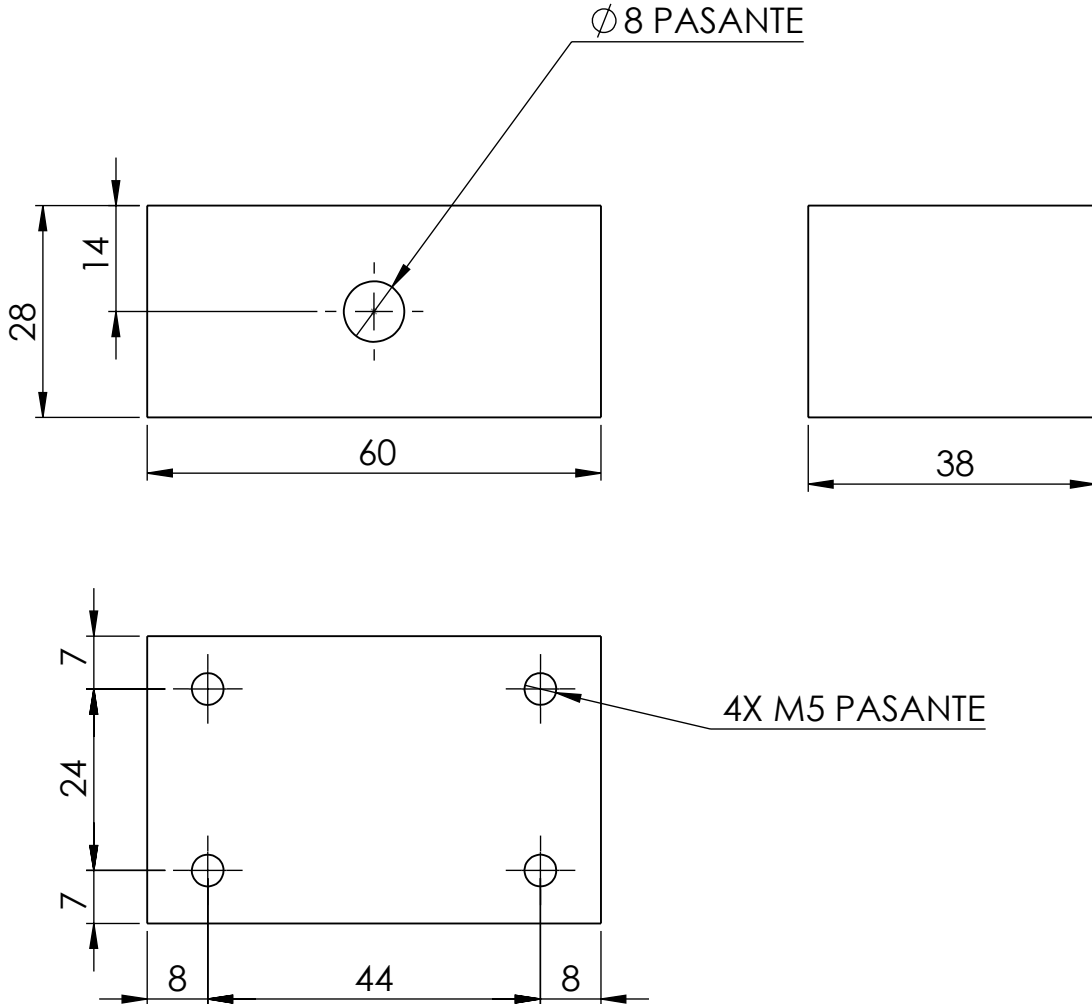
CANTIDAD: 4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN

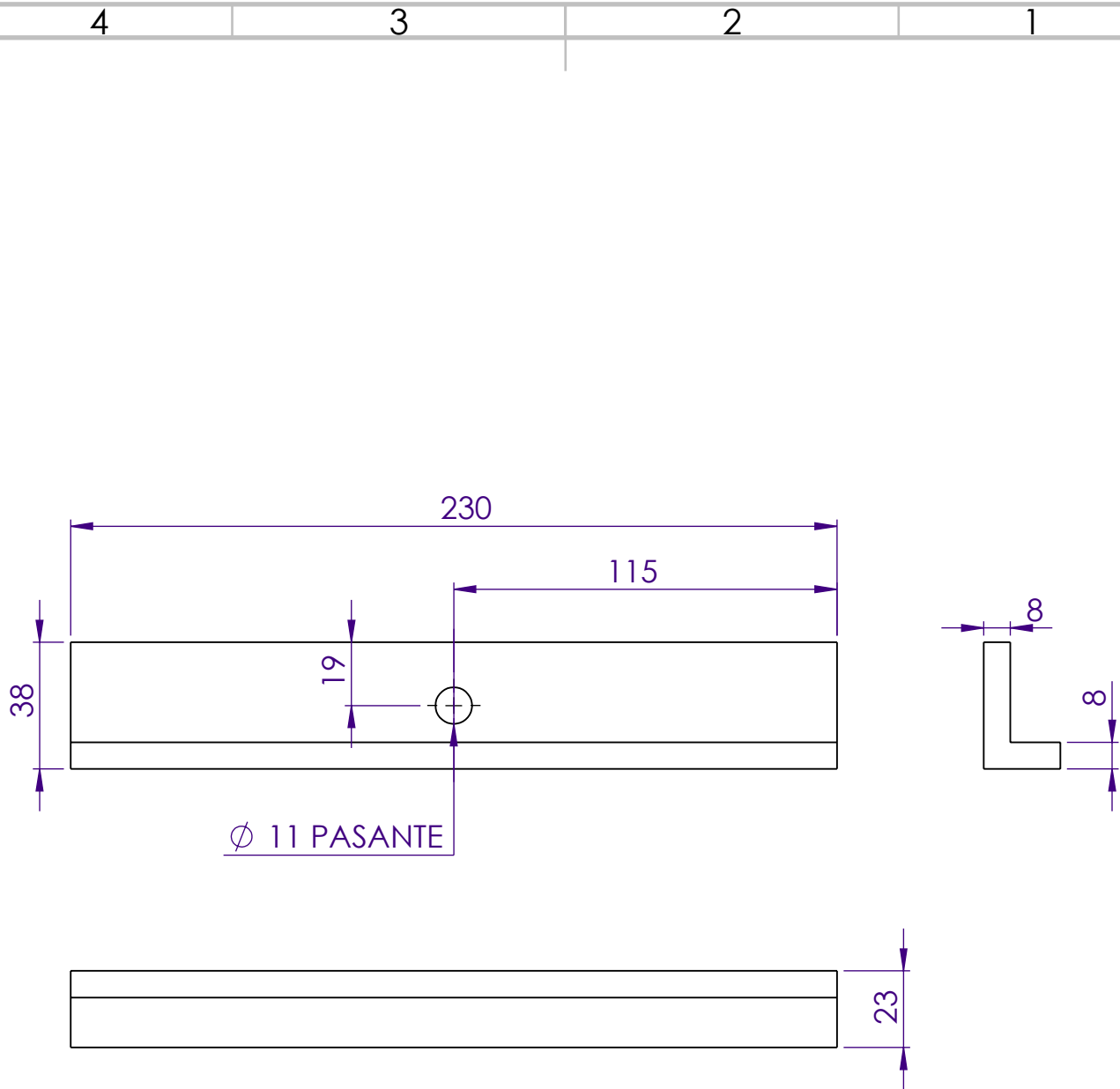
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO: <b>Perfil cero máquina</b>
N.º DE DIBUJO <b>04</b>
ESCALA:1:2
HOJA 1 DE 1

MATERIAL: <b>AL 6063 C5</b>	A4
PESO:	

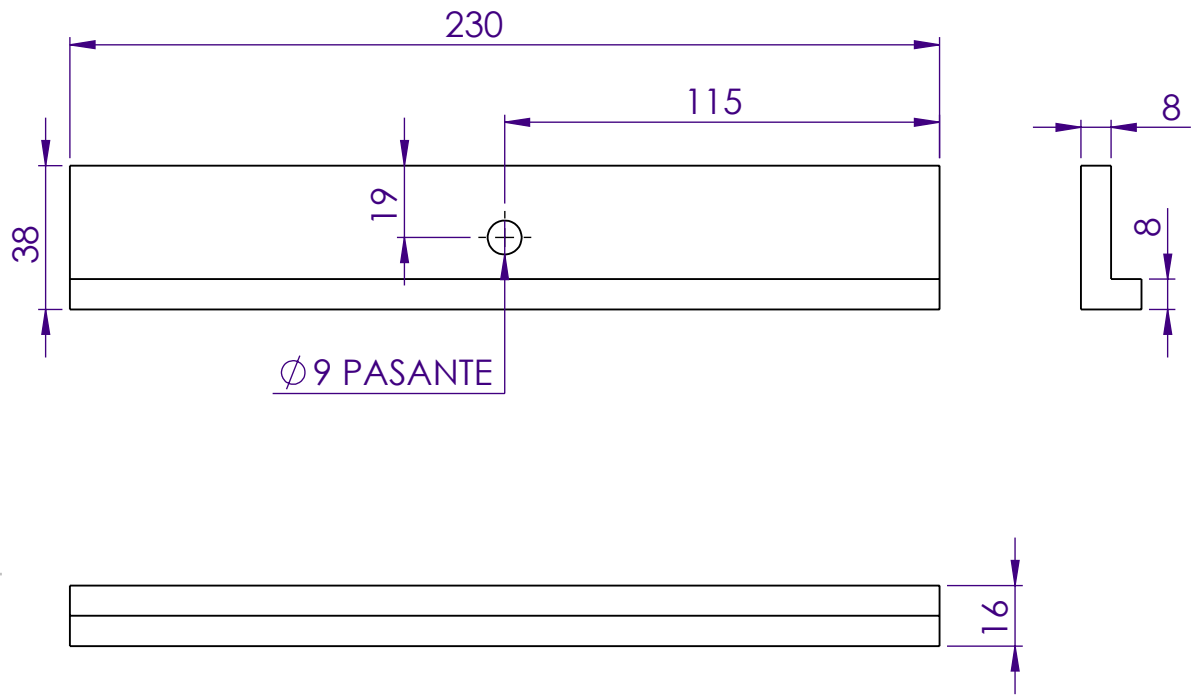


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA																															TÍTULO: <b>Bloque rótula</b>		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																																				
MATERIAL: AL 5083 O/H-111			N.º DE DIBUJO <b>05</b>		A4																																	
PESO:			ESCALA:1:1		HOJA 1 DE 1																																	



Ø 11 PASANTE

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.				Tope vastago M10	
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CALID.		MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	A4
		AL 5083 O/H-111		06	
		PESO:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1	

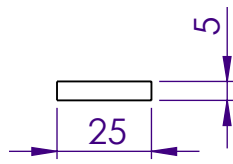


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO: <b>Tope vastago M8</b>	
DIBUJ.				N.º DE DIBUJO <b>07</b>	
VERIF.				A4	
APROB.				ESCALA:1:2	
FABR.				HOJA 1 DE 1	
CALID.			MATERIAL: AL 5083 O/H-111		
			PESO:		

4 3 2 1

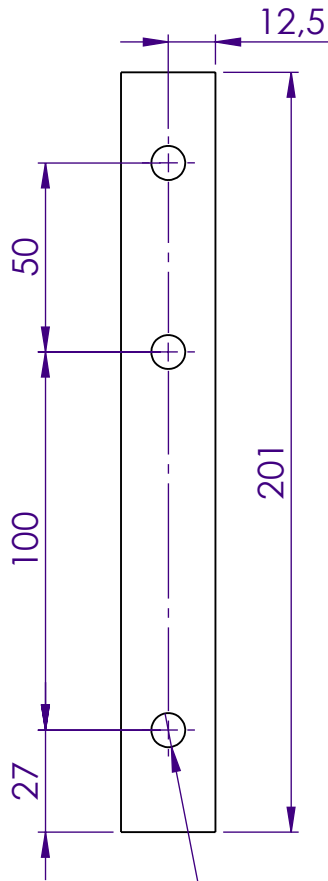
F

F



E

E



D

D

C

C

3 X Ø 9 PASANTE

B

B

CANTIDAD: 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:  
  
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO: **Perfil apriete tornillos interiores**

N.º DE DIBUJO: **08**

MATERIAL: **AL 5083 O/H-111**

PESO: 0.07

ESCALA: 1:2

HOJA 1 DE 1

A

A

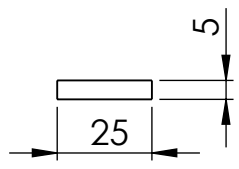
4 3 2 1



4 3 2 1

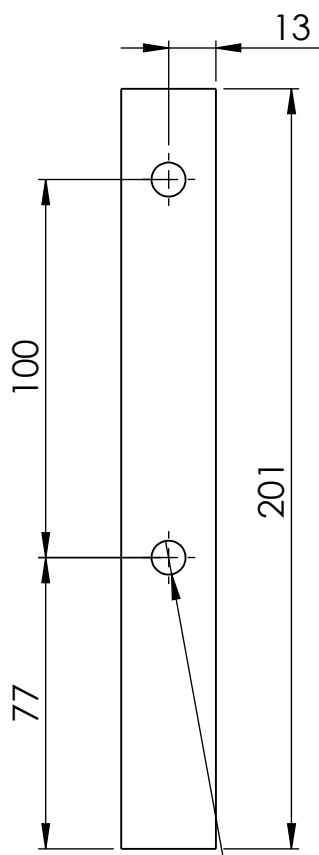
F

F



E

E



D

D

C

C

2X Ø 9 PASANTE

CANTIDAD: 2

B

B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN

A

A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CALID.				

TÍTULO: <b>Perfil apriete tornillos exteriores</b>	
MATERIAL: AL 5083 O/H-111	N.º DE DIBUJO <b>09</b>
PESO: 0.07	ESCALA: 1:2
	HOJA 1 DE 1

4 3 2 1