



COMILLAS

UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EL ENSAYO DE
IMPACTOS EN USUARIOS DE PATINETE
ELÉCTRICO**

Autor: Mario Alonso Argenti

Director: Juan Manuel Asensio Gil

Co-Director: Alberto Carnicero López

Madrid, agosto de 2025

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Diseño de un sistema para el ensayo de impactos en usuarios de patinete eléctrico
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2024/25 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido
tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Mario Alonso Argenti

Fecha: 22/ 08/ 2025

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Fdo.: Juan Manuel Asensio Gil

Fecha: 28/08/2025

EL CO-DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Alberto Carnicero López

Fecha: 28/08/2025



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EL ENSAYO DE IMPACTOS EN USUARIOS DE PATINETE ELÉCTRICO

Autor: Mario Alonso Argenti

Director: Juan Manuel Asensio Gil

Co-Director: Alberto Carnicero López

Madrid, agosto de 2025

Agradecimientos

Antes de proceder con la exposición del proyecto, deseo expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas cuya colaboración ha resultado fundamental para su desarrollo.

En primer lugar, agradezco enormemente a Juan Manuel Asensio y a Alberto Carnicero por su ayuda con este proyecto, ya que han estado dispuestos en todo momento a facilitar la creación del trabajo y a guiarme a través del proceso.

Por último, desearía manifestar mi gratitud hacia esta institución y los valores que me ha inculcado a lo largo de todos estos años, como la constancia, el tesón y el trabajo duro. Son enseñanzas que van más allá de lo educativo y que llevaré muy presentes en mi trayectoria profesional.

DISEÑO DE UN SISTEMA PARA EL ENSAYO DE IMPACTOS EN USUARIOS DE PATINETE ELÉCTRICO

Autor: Alonso Argenti, Mario.

Director: Asensio Gil, Juan Manuel.

Co-Director: Carnicero López, Alberto.

Entidad Colaboradora: MOBIOS.

RESUMEN DEL PROYECTO

Se ha diseñado un sistema para el ensayo de impactos en usuarios de patinete eléctrico adaptado para poder realizarse en el trineo invertido de MOBIOS y que permita estudiar los mecanismos de lesión en estos incidentes. Para ello, se han desarrollado sistemas que mantienen al patinete junto con su ocupante en la posición deseada hasta el inicio del ensayo y que una vez comience este sean capaces de liberar el conjunto sin interferir en el test. Además, se ha estudiado la manera más realista de incorporar un vehículo y se han introducido elementos de seguridad para que el devenir del ensayo no cause daños en los elementos circundantes.

Palabras clave: Ensayo de impacto, patinete eléctrico, trineo invertido, mecanismos de lesión.

1. Introducción

El patinete eléctrico es un medio de transporte que ha ganado popularidad en el ámbito urbano gracias a su versatilidad y sostenibilidad. No obstante, este aumento en su uso ha revelado sus carencias en materia de seguridad, siendo cada vez más frecuentes los incidentes que involucran a este tipo de vehículos. Además, las lesiones en estos incidentes atañen a zonas muy vulnerables del cuerpo, como es la zona craneal. Por ello, resulta imperativo estudiar en profundidad los mecanismos de lesión asociados a este medio de transporte.

El método más adecuado para estudiar estos mecanismos es el ensayo de impacto, siendo el objetivo de este proyecto desarrollar un sistema para realizar este ensayo en usuarios de patinete eléctrico y que esté adaptado a un trineo invertido.

2. Definición del proyecto

Para lograr un desarrollo adecuado del proyecto, se ha realizado una división de este:

1. **Diseño de una estructura que permita posicionar al usuario y al patinete en la posición deseada** que interfiera lo menos posible y que permita liberar al conjunto al inicio del ensayo.
2. **Estudio de la implementación de un bordillo y de elementos de un vehículo** que deberán emular el comportamiento de un automóvil real.
3. **Diseño de un sistema de retención** que impida que los elementos partícipes en el ensayo salgan del trineo durante el mismo.

3. Descripción del sistema

Para el desarrollo del proyecto se emplearán varios recursos.

En primer lugar, se diseñarán todos los sistemas para que sean compatibles con el trineo invertido de MOBIO. Además, las piezas que vayan a ser fabricadas mediante impresión 3D estarán adaptadas para que puedan ser impresas en la impresora Prusa MK4S, también propiedad de MOBIO.

En cuanto al software se utilizará:

- SolidWorks: Este programa CAD se empleará para el modelado de piezas en 3D, el ensamblaje de conjuntos, la elaboración de planos y para realizar simulaciones.
- MEFI: Se trata de un software para el análisis estático mediante métodos matriciales de estructuras.
- PrusaSlicer: Este software se utilizará para seleccionar los parámetros de impresión 3D de aquellas piezas que se quieran probar.
- Matlab: Se utilizará para los cálculos matemáticos genéricos y para la resolución de ecuaciones diferenciales ordinarias.
- Excel: Se empleará para elaborar el presupuesto del proyecto.

4. Resultados

Se diseñó una estructura de soporte formada por perfiles de aluminio extruido que estará situada alrededor del trineo y que sostendrá al ocupante mediante un arnés y lo mantendrá en la posición deseada. Para conseguir lo propio con el patinete, se idearon unos apoyos impresos en PLA que cuentan con rodillos para limitar la fricción y permitir el movimiento una vez comience el ensayo.

El arnés previamente mencionado se fijará a la parte superior de la estructura de soporte por medio de una esfera que se encajará en una pieza con un agujero cónico, atrapando al arnés. Dicha pieza también será impresa en PLA en 3D.

El arnés se liberará al comenzar el ensayo. En ese momento se desconectará un electroimán, que estará sujetando un lastre. Una vez se libere el lastre, este tirará de un extremo de un balancín, provocando que el otro extremo suba, desencajando así la esfera y soltando el arnés.

Para incluir elementos de un vehículo en el trineo, estos se fijarán a un marco rígido, ya que se ha estimado que, en una colisión entre un patinete y un coche, el movimiento de este último es despreciable. No se incluirán muelles o mecanismos de amortiguación ya que al incluir elementos reales de la carrocería de un automóvil y fijarlos como si estuviesen en uno ya se comportan como en una situación real.

Por último, se ha diseñado un sistema de protección, que por medio de 4 postes y una red evitarán que ninguno de los elementos que toman parte en el ensayo salgan del trineo durante el desarrollo de este.

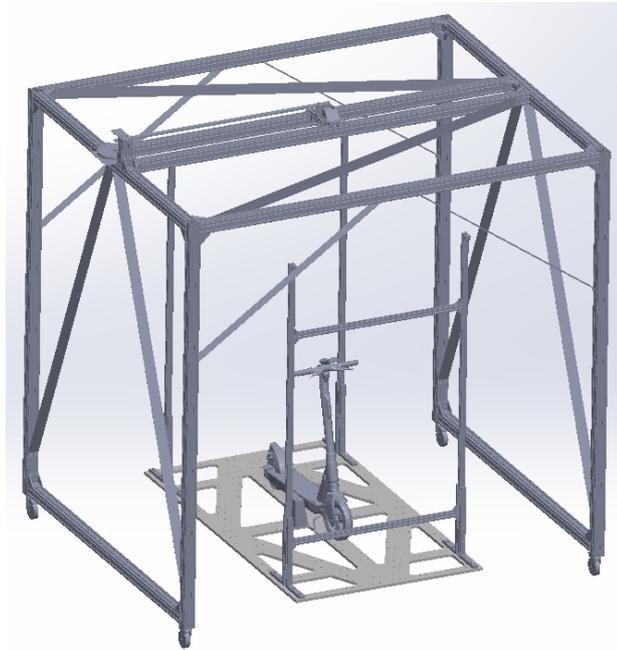


Ilustración 1: Diseño final

5. Conclusiones

Con la realización del presente trabajo, se prueba que es posible implementar un sistema para el ensayo de impactos en usuarios de patinete en un trineo invertido. El diseño elaborado constituye un punto de partida clave en la adaptación de la metodología de los ensayos con trineo a este medio de transporte, y se espera que aliente a otros grupos de investigación a profundizar en esta línea.

En definitiva, el fin último de este proyecto es el avance en el estudio de los mecanismos de lesión asociados a los incidentes que involucran patinetes, para así poder mejorar sus condiciones de seguridad.

DESIGN OF A SYSTEM FOR IMPACT TESTING ON ELECTRIC SCOOTER USERS

Author: Alonso Argenti, Mario.

Supervisor: Asensio Gil, Juan Manuel.

Co-Supervisor: Carnicero López, Alberto.

Collaborating Entity: MOBIOS.

ABSTRACT

A system for impact testing on electric scooter users has been designed and adapted to be performed on MOBIOS' inverted sled, allowing the study of injury mechanisms involved in these incidents. To achieve this, there have been developed structures and mechanisms to hold the scooter and its rider in the desired position until the start of the test and then release them without interfering with the experiment. In addition, the most realistic way to incorporate a vehicle has been studied, and safety elements have been introduced to ensure that the test does not cause damage to surrounding components.

Keywords: Crash test, e-scooter, inverted sled, injury mechanisms.

1. Introduction

The electric scooter has become a popular means of urban transportation thanks to its versatility and sustainability. However, this augmented use has highlighted its shortcomings in terms of safety, as incidents involving these vehicles are becoming increasingly frequent. Furthermore, injuries in these types of incidents often affect highly vulnerable body areas, such as the head. For this reason, it is crucial to thoroughly study the injury mechanisms associated with this mode of transportation.

The most suitable method for studying these mechanisms is crash testing and developing a system for impact testing on electric scooter users and which is suited to an inverted sled is the goal of this project.

2. Project definition

To ensure proper development of the project, it has been divided into the following parts:

1. Design of a structure which positions the user and the scooter in the desired orientation, interfering as little as possible and being capable of releasing them at the start of the test.
2. Study of the implementation of a curb and vehicle components, which must emulate the behaviour of a real car.
3. Design of a safety system to prevent any test elements from leaving the sled during the test.

3. System description

Several resources will be used for project development.

First, all structures and mechanisms will be designed to be compatible with the MOBIOS inverted sled. In addition, any components manufactured by 3D printing will be adapted for production on MOBIOS' Prusa MK4S printer.

As for software, the following will be used:

- SolidWorks: This CAD software will be used for 3D modelling of parts, assembly of components, drafting, and carrying out simulations.
- MEFI: Software will be used for static analysis of structures by using matrix methods.
- PrusaSlicer: This software will be used to define 3D printing parameters for the parts to be tested.
- Matlab: Used for general mathematical calculations and solving ordinary differential equations.
- Excel: Used for preparing the project budget.

4. Results

A support structure made of extruded aluminium profiles was designed to surround the sled and hold the occupant with a harness, keeping them in the required position. To achieve the same with the e-scooter, PLA-printed supports were created, equipped with rollers to minimize friction and allow movement once the test begins.

The harness will be attached to the upper part of the support structure through a sphere that fits into a conical-hole piece, trapping the harness. This piece will also be 3D-printed in PLA.

The harness will be released at the start of the test. At that moment, an electromagnet holding a weight will disconnect. Once released, the weight will pull one end of a rocker arm, causing the other end to rise, disengaging the sphere and releasing the harness.

To incorporate vehicle elements into the sled, these will be fixed to a rigid frame, since it has been estimated that in a collision between a scooter and a car, the movement of the latter is negligible. Springs or damping mechanisms will not be included, as attaching real car body parts in a fixed manner already reproduces their behaviour in real-life conditions.

Finally, a protection system was designed, consisting of four posts and a net to prevent any test elements from leaving the sled during the experiment.

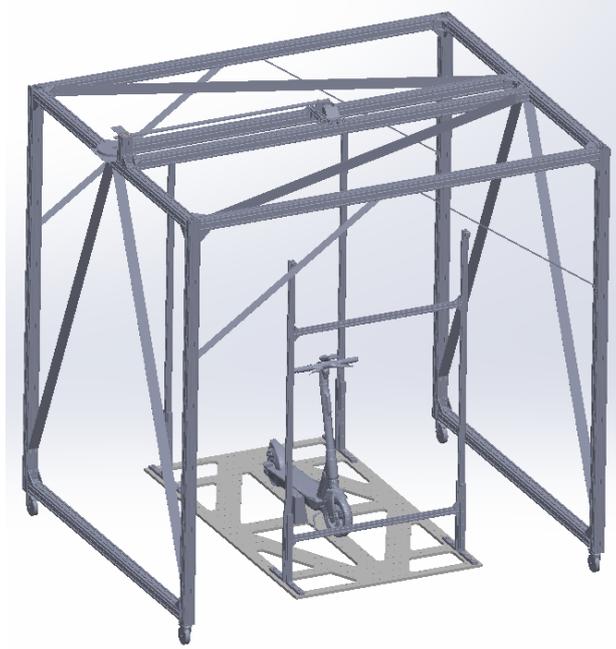


Ilustración 2: Diseño final

5. Conclusions

This work establishes that it is feasible to develop a system for impact testing on electric scooter users on an inverted sled. The achieved design represents a key starting point in adapting sled test methodology to this mode of transportation, and it is expected to encourage other research groups to further explore this line of study.

Ultimately, the goal of this project is to advance the understanding of injury mechanisms in incidents involving scooters, in order to improve their safety conditions.

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	7
Capítulo 2. Estado de la Cuestión	8
2.1 Ensayos de impacto:	8
2.1.1 Ensayos de impacto de patinetes eléctricos con dummy:	9
2.2 Trineo invertido	10
Capítulo 3. Definición del Trabajo	11
3.1 Justificación.....	11
3.2 Objetivos	11
3.3 Metodología.....	12
3.4 Alineación con los objetivos de desarrollo sostenible (ODS)	14
Capítulo 4. Desarrollo del sistema	16
4.1 Estructura de soporte	16
4.1.1 Dimensionamiento.....	16
4.1.2 Rigidización.....	32
4.1.3 Componentes	33
4.2 Soporte del patinete	40
4.2.1 Diseño.....	40
4.2.2 Material y método de fabricación	43
4.3 Sistema de sujeción y accionamiento	43
4.3.1 Prototipo.....	44
4.3.2 Rediseño del prototipo.....	49
4.3.3 Mecanismo de accionamiento del prototipo.....	52
4.4 Bordillo y elementos de vehículo	68
4.4.1 Bordillo.....	68
4.4.2 Elementos de vehículo	69
4.5 Red de seguridad	79
Capítulo 5. Análisis de Resultados.....	82

5.1	Sistemas de soporte	82
5.2	Bordillo y elementos de vehículo	85
5.3	Red de seguridad	87
5.4	Conjunto final.....	88
Capítulo 6. Conclusiones.....		89
6.1	Análisis de los objetivos.....	89
6.2	Presupuesto del proyecto.....	89
6.3	Trabajos futuros.....	90
Capítulo 7. Bibliografía.....		91
ANEXO 1. CATÁLOGOS Y FICHAS TÉCNICAS		94
ANEXO 2. CÓDIGO.....		95
ANEXO 3. PRESUPUESTO.....		98
ANEXO 4. PLANOS.....		102

Índice de figuras

Figura 1: Ensayo de impacto frontal [6].....	9
Figura 2: Trineo invertido [7].....	10
Figura 3: ODS 3 [9].....	15
Figura 4: ODS 11 [10].....	15
Figura 5: Estructura simplificada	17
Figura 6: Diagrama de momento flector.....	17
Figura 7: Esquema real de la estructura.....	18
Figura 8: Grados de libertad del pórtico	19
Figura 9: Matriz de rigidez local de una viga.....	20
Figura 10: Matriz de rotación	20
Figura 11: Grados de libertad locales	21
Figura 12: Gráfica del momento flector en el pórtico	31
Figura 13: Caso de cargas en estructura sin arriostramientos	32
Figura 14: Caso de cargas en estructura con arriostramientos	33
Figura 15: Configuración inicial del pórtico	34
Figura 16: Escuadra	34
Figura 17: Disposición de las escuadras (1)	35
Figura 18: Disposición de las escuadras (2)	35
Figura 19: Esquema de montaje de las escuadras.....	36
Figura 20: Montaje de los arriostramientos	37
Figura 21: Arriostramientos L1722	37
Figura 22: Arriostramientos L2922	38
Figura 23: Disposición arriostramientos superiores	38
Figura 24: Rueda giratoria con freno.....	39
Figura 25: Placa 80X80[11]	39
Figura 26: Rodillo[12]	40

Figura 27: Soporte del patinete.....	41
Figura 28: Cierre del soporte	41
Figura 29: Inserto roscado M6 [13].....	41
Figura 30: Soporte del patinete completo.....	42
Figura 31: Diagrama de fuerzas en el tronco de cono	44
Figura 32: Fuerza normal en función del ángulo X.....	45
Figura 33: Diseño preliminar prototipo	47
Figura 34: Prueba del prototipo	49
Figura 35: Disposición final pórtico	50
Figura 36: Configuración final del prototipo.....	50
Figura 37: Resultados de simulación en SolidWorks.....	52
Figura 38: Esquema del balancín	53
Figura 39: Distancia A.....	54
Figura 40: Distancia B.....	55
Figura 41: Disposición de la articulación	55
Figura 42: Montaje escuadra 40X40	56
Figura 43: Disposición del extremo derecho del mecanismo.....	56
Figura 44: Montaje de la placa de seguridad.....	57
Figura 45: Disposición final del mecanismo de sujeción y accionamiento.....	58
Figura 46: Balancín y esfera unidos por perno.....	59
Figura 47: Arandela cónica	59
Figura 48: Dimensiones arandela cónica[17]	60
Figura 49: Disposición de los cáncamos [19].....	61
Figura 50: Disposición final de los cáncamos	62
Figura 51: Tuerca de cabeza de martillo [20].....	62
Figura 52: Grados de libertad del mecanismo de accionamiento	63
Figura 53: Distancia de entre el balancín y la esfera.....	65
Figura 54: Distancia dl entre el balancín y el lastre	66
Figura 55: Evolución temporal del desplazamiento del extremo izquierdo	68
Figura 56: Bordillo y su montaje.....	69

Figura 57: Estructura de sujeción de elementos de automóvil	72
Figura 58: Disposición de la carrocería en ensayo con trineo[27]	73
Figura 59: Pletina fijación estructura.....	76
Figura 60: Red de seguridad [30]	80
Figura 61: Postes de sujeción de la red de seguridad	80
Figura 62: Sistema completo de sujeción de red sobre el trineo	81
Figura 63: Montaje de cáncamo en escuadra.....	81
Figura 64: Estructura de soporte.....	83
Figura 65: Soporte patinete.....	83
Figura 66: Prototipo con agujero cónico	84
Figura 67: Sistema de sujeción y accionamiento	85
Figura 68: Bordillo	85
Figura 69: Sujeción elementos de vehículo	86
Figura 70: Sistema de sujeción de red de seguridad sobre el trineo.....	87
Figura 71: Diseño final.....	88

Índice de tablas

Tabla 1: Plan de trabajo	13
Tabla 2: Matriz de rigidez local. Viga 1	22
Tabla 3: Matriz de rigidez global. Viga 1	22
Tabla 4: Matriz de rigidez local. Viga 1	23
Tabla 5: Matriz de rigidez local. Viga 4.....	24
Tabla 6: Matriz de rigidez global. Viga 4.....	24
Tabla 7: Matriz de rigidez completa.....	25
Tabla 8: Matriz de rigidez reducida.....	26
Tabla 9: Vector de fuerzas en coordenadas globales.....	27
Tabla 10: Vector de desplazamientos	27
Tabla 11: Vector de desplazamientos con perfil 80X80.....	28
Tabla 12: Vector de desplazamientos completo	29
Tabla 13: Vector de fuerzas y reacciones completo	30
Tabla 14: Reacciones en los apoyos	31
Tabla 15: Parámetros de agujeros para insertos a presión [14]	42
Tabla 16: Parámetros de los insertos roscados en función de la métrica[15].....	47
Tabla 17: Carga máxima soportada por los cáncamos PHCM [19]	61

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

La movilidad es un ámbito en evolución permanente, y esto se traduce en cambios en las tendencias y medios de transporte. Uno de estos nuevos medios de transporte son los patinetes eléctricos, que destacan en los núcleos urbanos por su accesibilidad y sostenibilidad. La popularidad de este vehículo está en aumento, produciéndose en Estados Unidos y Canadá 69 millones de viajes en patinetes de alquiler en 2023, lo que supone un crecimiento del 15% respecto al año anterior. [1]

No obstante, este aumento en su uso ha evidenciado sus problemas de seguridad. En Estados Unidos, las lesiones estimadas por cada 100.000 habitantes se multiplicaron por 6 en 5 años. [2]

Además, las lesiones sufridas en estos incidentes atañen a zonas muy vulnerables del cuerpo humano, siendo las lesiones craneales el 40,2% de las lesiones en Estados Unidos vinculadas a este medio de transporte. [3]

Por ello, urge realizar un estudio en profundidad sobre la seguridad de los patinetes eléctricos y las lesiones que puede producir un incidente con estos.

El método por excelencia para analizar las condiciones de seguridad de los vehículos y los mecanismos de lesión asociados a sus incidentes es el ensayo de impacto, que busca recrear una situación real en un entorno controlado para poder reflexionar sobre esta. Este método se halla muy desarrollado en automóviles, sin embargo, no es así en lo referente a los patinetes eléctricos.

Por último, dentro del escaso progreso en los ensayos de impacto con patinetes, no existe ninguno que emplee un trineo invertido. Esto es relevante ya que el trineo permite un ajuste preciso de las condiciones de contorno previas al impacto, lo que resulta en ensayos más profundos y con datos de mayor calidad.

Debido a todo esto, el objeto de este Trabajo de Fin de Grado será desarrollar un sistema para un ensayo de impacto adaptado a un patinete y a las instalaciones de MOBIOS.

Capítulo 2. ESTADO DE LA CUESTIÓN

2.1 ENSAYOS DE IMPACTO:

El ensayo de impacto (*crash test*) es una de las principales formas de estudio de los mecanismos de lesión sufridos por los ocupantes de vehículos. Estos experimentos tratan de recrear de la manera más realista posible las condiciones y aspectos de la colisión. Para ello, existen diversas formas de aproximar el entorno y los individuos involucrados.

Una forma es realizar simulaciones numéricas de entornos virtuales. Estos no se ven restringidos por las condiciones a recrear y pueden ser repetidos con ligeras modificaciones sin dificultades. No obstante, el principal obstáculo de estos es el de modelar con precisión los elementos reales involucrados. La principal alternativa es realizarlo en un entorno real. Es el diseño de un ensayo de estas características de lo que trata este Trabajo de Fin de Grado.

En un ensayo real, no resulta problemático recrear las condiciones físicas, pero la dificultad se encuentra en la manera de incluir al ocupante. Entre las opciones se encuentran:

-Voluntario: Es la mejor manera para reproducir de forma realista la biomecánica de una colisión y se emplean para caracterizar la activación muscular. Sin embargo, debido a que se debe proteger la integridad de la persona objeto de estudio, el campo de aplicación se ve reducido. A pesar de las limitaciones, este tipo de pruebas se utilizan para desarrollar modelos que al simularse se aproximan bastante a la realidad (similitud del 80%). [4]

-Dispositivo de prueba antropométrico: Se trata de un modelo físico que trata de aparentarse lo máximo posible a un ser humano. Este dispositivo se denomina *dummy*. Su principal ventaja es que puede ensayarse con él repetidas veces en las condiciones que se deseen hasta que la rotura o hasta que los daños no permitan extraer más información. El inconveniente de emplear un *dummy* es que no deja de ser una aproximación a un ser humano y, por tanto, no se comporta exactamente como uno.

-PMHS (Post Mortem Human Subject): El empleo de un PMHS permite una aproximación mejor a la biomecánica de un ser humano que la que nos puede ofrecer un *dummy*. En ensayos a baja velocidad, los voluntarios relajados (sin ejercer fuerza) y los PMHS experimentan movimientos hacia adelante similares, mientras que los *dummies* sufren un desplazamiento menor a los ya mencionados. A pesar de ello, el comportamiento no es igual al de un ser humano que se opone al movimiento y el comportamiento del centro de gravedad del PMHS también difiere. [5]

Como problemática principal, los ensayos con PMHS no son fácilmente repetibles.

2.1.1 ENSAYOS DE IMPACTO DE PATINETES ELÉCTRICOS CON *DUMMY*:

Este tipo de ensayo es el que se pretende diseñar y adaptar a un trineo inverso en este estudio. En el ensayo resulta crucial la forma de sustentar al *dummy* en el patinete y conseguir impulsar al conjunto contra el obstáculo.

En la siguiente imagen se ilustra un experimento realizado al respecto. En este, se mantiene al *dummy* erguido gracias a un cable que se sujeta a una estructura superior. El patinete es impulsado neumáticamente y guiado mediante una guía hasta que sale de la ella e impacta con el obstáculo. [6]



Figura 1: Ensayo de impacto frontal [6]

2.2 *TRINEO INVERTIDO*

Un trineo inverso se trata de una plataforma a la que se le aplica un pulso de aceleración para emular la situación producida en una colisión o frenada como se puede apreciar en la imagen.



Figura 2: Trineo invertido [7]

La gran ventaja de este método respecto al mostrado previamente es que permite controlar con precisión las condiciones iniciales previas a la deceleración. [8] Esto se debe a que, en el momento inicial, todo el conjunto se encuentra en reposo, por lo que no se produce ningún movimiento no deseado antes del inicio del ensayo.

Otra de las virtudes de emplear un trineo invertido es la alta repetibilidad de los ensayos. Ya que se fijan los parámetros previos con mucha precisión y que estos no se ven alterados, es sencillo replicar las mismas condiciones de ensayos anteriores.

Sin embargo, debido a la modernidad que supone aplicar el trineo invertido para un patinete eléctrico con pasajero, actualmente no existen precedentes de pruebas de este estilo.

Capítulo 3. DEFINICIÓN DEL TRABAJO

3.1 JUSTIFICACIÓN

Los ensayos de impacto han resultado cruciales para mejorar la seguridad de los vehículos terrestres, siendo el automóvil el ejemplo más representativo. Sin embargo, en el caso de los patinetes, estas prácticas no están tan desarrolladas, debido en parte a su reciente expansión de su uso. Este retraso es especialmente grave debido a la peligrosidad de las lesiones que se pueden causar en incidentes con este vehículo, donde los pasajeros presentan una mayor exposición.

Si bien, como ya se ha comentado, existen algunos ensayos con patinetes, no se ha realizado ninguno que incorpore el trineo invertido. Esta metodología ofrece un notable potencial para ahondar en el entendimiento de los mecanismos de lesión asociados a los incidentes con patinete.

Como ya se ha comentado previamente, el trineo invertido permite modificar como se deseen las condiciones en el instante previo al impacto, lo que aporta una gran versatilidad de experimentación. Por ejemplo, puede colocarse al ocupante en la postura que se quiera, para así determinar las variaciones que aumentarían la seguridad de los patinetes.

En ese sentido, la capacidad del trineo invertido para desarrollar ensayos altamente precisos lo vuelve una pieza clave para mejorar la seguridad de los patinetes y es por ello por lo que se plantea el presente proyecto.

3.2 OBJETIVOS

El fin último del proyecto es completar el diseño de un sistema para el ensayo de impactos en usuarios de patinete eléctrico. Para lograrlo deben cumplirse una serie de objetivos:

1.-Colocar el *dummy* y el patinete en posición erguida y mantener dicha posición hasta el inicio del ensayo.

- Debe diseñarse un sistema de sujeción que permita sostener al *dummy*.
- Debe diseñarse una estructura que soporte el sistema de sujeción.
- Debe diseñarse una pieza para mantener el patinete vertical y que interfiera lo menos posible una vez comienza el ensayo.

2.-Implementar un bordillo, y luego, elementos de un vehículo (puertas y capó) en el trineo. Los elementos del vehículo deben simular el comportamiento real de un automóvil.

- Debe diseñarse una estructura que permita acoplar un bordillo y los elementos de un automóvil y que permita también cambiar unos elementos por otros.
- Los elementos deben tener un mecanismo (muelle-amortiguación) que simule el comportamiento completo del automóvil.

3.-Diseñar un sistema de retención que evite que los elementos caigan fuera del trineo durante y después del impacto.

- Se deberá diseñar un sistema que impida que los elementos salgan de la zona del trineo.
- El sistema deberá ser capaz de aguantar la fuerza de los elementos tras la deceleración.

3.3 METODOLOGÍA

A continuación, se presenta el plan de trabajo establecido para este proyecto:

Planos y presupuesto pórtico: Elaboración de los planos de montaje y del presupuesto del conjunto de elementos necesarios para el pórtico.

Mecanismo de accionamiento: Se ideará un mecanismo que mantenga la posición del *dummy* hasta que comience el ensayo. Después se realizará un diseño preliminar y, posteriormente, un prototipo.

Planos y presupuesto soporte patinete: Elaboración de los planos de montaje y del presupuesto del conjunto de elementos necesarios para el soporte del patinete.

Mecanismo muelle+amortiguación: Diseño de un sistema que simule el comportamiento de un vehículo frente a una colisión.

Sistema de retención: Diseño de una protección que evite que los elementos encima del trineo salgan de este durante la prueba.

Mecanismo de sujeción: Diseño de un mecanismo que mantenga en la posición deseada al *dummy*.

3.4 ALINEACIÓN CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE (ODS)

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) son una serie de metas que la Organización de las Naciones Unidas (ONU) ha establecido para mejorar la calidad de vida de los seres humanos y proteger el planeta.

La vinculación de este trabajo de fin de grado con los ODS y su contribución a estos se mostrará a continuación.

El proyecto está relacionado con el *Objetivo 3: Salud y bienestar*, ya que la acogida del patinete eléctrico como medio de transporte en lugar de vehículos causantes de emisiones acarrea una reducción de la contaminación del aire, causante de problemas y enfermedades respiratorias (Meta 3.9: “Para 2030, reducir sustancialmente el número de muertes y enfermedades producidas por productos químicos peligrosos y la contaminación del aire, el agua y el suelo.”). [9]



Figura 3: ODS 3 [9]

Además, este proyecto también está vinculado al *Objetivo 11: Ciudades y comunidades sostenibles*. Su aportación a este objetivo consiste en el estudio para la mejora de seguridad de un medio de transporte accesible y sostenible (Meta 11.2: “De aquí a 2030, proporcionar acceso a sistemas de transporte seguros, asequibles, accesibles y sostenibles para todos y mejorar la seguridad vial, en particular mediante la ampliación del transporte público, prestando especial atención a las necesidades de las personas en situación de vulnerabilidad, las mujeres, los niños, las personas con discapacidad y las personas de edad.”). [10]



Figura 4: ODS 11 [10]

Capítulo 4. DESARROLLO DEL SISTEMA

En este capítulo, se detallan el diseño y la implementación de los distintos elementos que formarán parte del diseño del sistema.

4.1 ESTRUCTURA DE SOPORTE

Esta estructura tiene como función soportar la masa del sujeto de ensayo, al que estará vinculado mediante el sistema de sujeción. Dicha masa se estima en 100 kg, pero se dimensionará mayorando a 200 kg.

La estructura se ha diseñado para que rodee al trineo invertido y para que no interfiera en la realización del ensayo, así como en la captura de su movimiento.

El trineo mide 2,4 m de largo por 1,4 de ancho, pero para la realización de ensayos se añaden otros elementos que aumentan su ancho efectivo. Con el objetivo de que la estructura no sea un obstáculo, se fijará un ancho de 3 m.

La estructura estará compuesta por perfiles de aluminio extruido y tendrá cuatro patas o pilares. Se tomará como referencia el catálogo de perfiles de Bosch Rexroth, cuya referencia puede encontrarse en el capítulo de anexos.

Sus dimensiones finales de la estructura serán 3 m de alto, 3 m de ancho y 2,4 m de largo.

4.1.1 DIMENSIONAMIENTO

El dimensionamiento se planteará como si fuera una estructura de dos patas o apoyos. Para una estimación inicial de la sección necesaria, se modelará la estructura como una viga biapoyada de 3 m de longitud y que soporta el peso en su parte central.

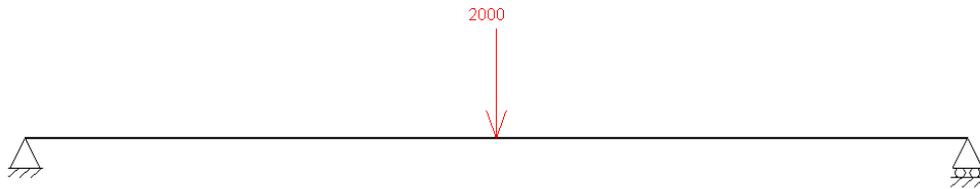


Figura 5: Estructura simplificada

Es directo calcular que cada uno de los apoyos ejerce una reacción vertical de 1 kN y que no existen más reacciones. De ahí podemos obtener el diagrama del momento flector, que, como era de esperar, nos muestra que el punto crítico es el central y el momento flector máximo es de 1,5 kN.

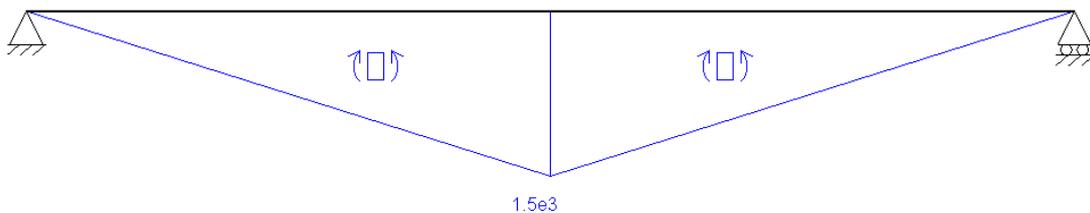


Figura 6: Diagrama de momento flector

Mediante la ley de Navier, se puede estimar la tensión equivalente en la viga como:

$$\sigma = \frac{Mf \cdot d}{I}$$

siendo Mf el momento flector máximo, d , la distancia desde la fibra neutra a la sección más crítica e I , el momento de inercia de la viga.

Para una viga de sección cuadrada:

$$I = \frac{1}{12} \cdot l^4 \text{ y } d = \frac{l}{2}$$

por lo que la anterior ecuación queda:

$$\sigma = \frac{6 \cdot Mf}{l^3}$$

Tomando como tensión límite el límite elástico del aluminio del catálogo de Bosch (195 MPa) y despejando la longitud del canto del perfil, se obtiene que éste debe medir al menos 35,87 mm.

$$l \geq \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 1500}{195 \cdot 10^6}} \cdot 1000 = 35,87 \text{ mm.}$$

Otra condición crucial que debe cumplir el perfil seleccionado es que el desplazamiento del punto más crítico (el del punto central) sea pequeño. En este caso, dicho límite se establecerá en que sea menor de $h/300=10$ mm, siendo h 3 metros de altura. Para calcular el desplazamiento de forma precisa, se modelará la estructura como un pórtico con dos apoyos empotrados y se resolverá mediante el método matricial de rigidez.

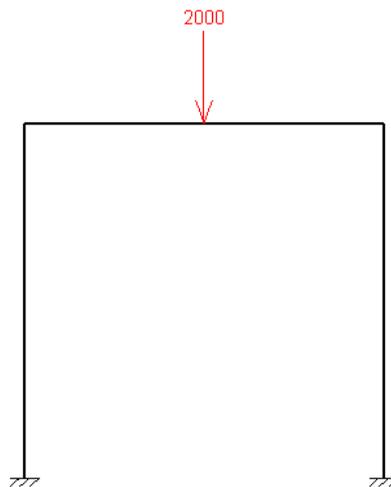


Figura 7: Esquema real de la estructura

En este sistema se consideran 5 nudos (1 de ellos el punto central del que se quiere calcular el desplazamiento) y por tanto tiene 15 grados de libertad.

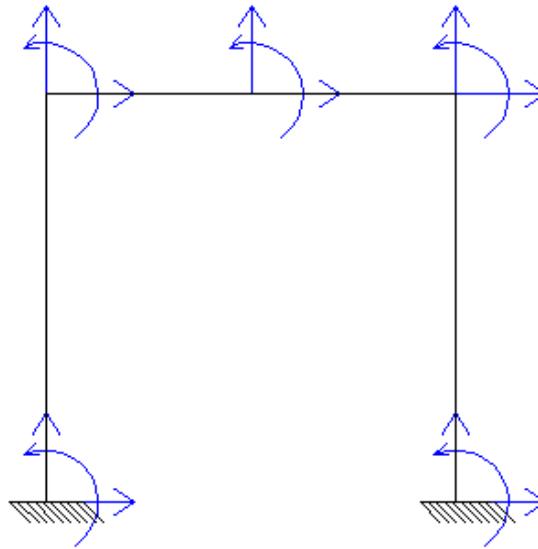


Figura 8: Grados de libertad del pórtico

En primer lugar, se calcularán las matrices de rigidez en coordenadas locales de cada barra, después, se construirá su matriz de rotación y con estas dos, se obtendrá la matriz de rigidez en coordenadas globales. Tras esto, se ensamblará la matriz de rigidez del sistema completo incorporando las aportaciones de cada barra a cada grado de libertad.

De esta matriz se tomará una matriz reducida de aquellos grados de libertad en los que pueda haber desplazamiento (todos los nudos exceptuando los nudos empotrados). Al multiplicar la inversa de dicha matriz por el vector de fuerzas, se obtienen los desplazamientos en cada nudo.

$$K_L = \begin{bmatrix} \frac{AE}{L} & 0 & 0 & -\frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{AE}{L} & 0 & 0 & \frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix}$$

Figura 9: Matriz de rigidez local de una viga

$$R = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Figura 10: Matriz de rotación

$$K_G = R^T K_L R$$

Se toma para el primer cálculo un perfil 40X40, que es el perfil más pequeño que cumple con los requisitos de longitud del lado.

De acuerdo con el catálogo, este perfil tiene un área de 5,6 cm² y un momento de inercia de 9,1cm⁴.

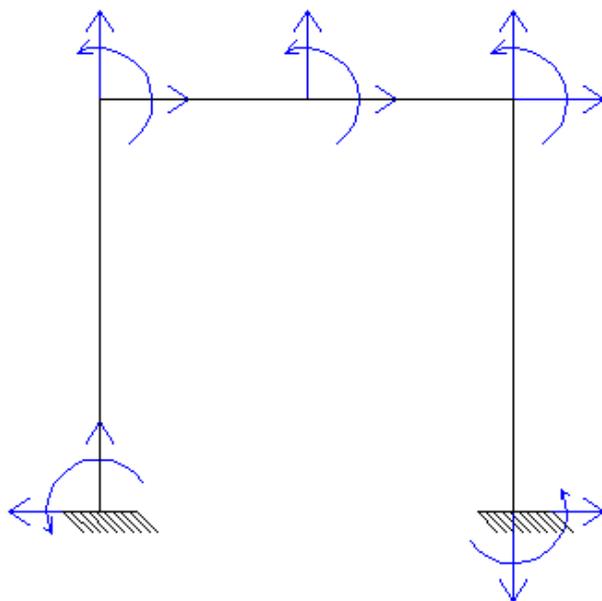


Figura 11: Grados de libertad locales

Viga 1:

Longitud=3 m

Alfa=90°

Su matriz de rigidez local resulta:

<i>MN/m</i>	1	2	3	4	5	6
1	130,67	0,00	0,00	-130,67	0,00	0,00
2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3	0,00	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00
4	-130,67	0,00	0,00	130,67	0,00	0,00
5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

6	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
----------	------	------	------	------	------	------

Tabla 2: Matriz de rigidez local. Viga 1

Y su matriz de rigidez en coordenadas globales es:

<i>MN/m</i>	1	2	3	4	5	6
1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	0,00	130,67	0,00	0,00	-130,67	0,00
3	0,00	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00
4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	0,00	-130,67	0,00	0,00	130,67	0,00
6	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01

Tabla 3: Matriz de rigidez global. Viga 1

Viga 2:

Longitud=1,5 m

Alfa=0°

Su matriz de rigidez local resulta:

<i>MN/m</i>	4	5	6	7	8	9
4	261,33	0,00	0,00	-261,33	0,00	0,00
5	0,00	0,02	0,02	0,00	-0,02	0,02
6	0,00	0,02	0,02	0,00	-0,02	0,01

7	-261,33	0,00	0,00	261,33	0,00	0,00
8	0,00	-0,02	-0,02	0,00	0,02	-0,02
9	0,00	0,02	0,01	0,00	-0,02	0,02

Tabla 4: Matriz de rigidez local. Viga 1

Y debido a que sus ejes locales se encuentran alineados con los globales, su matriz de rigidez global es igual a la local.

Viga 3:

Longitud=1,5 m

Alfa=0°

Tanto su matriz de rigidez local como global son iguales a las de la viga 3.

Viga 4:

Longitud=3 m

Alfa=-90°

Su matriz de rigidez local resulta:

<i>MN/m</i>	10	11	12	13	14	15
10	130,67	0,00	0,00	-130,67	0,00	0,00
11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

12	0,00	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00
13	-130,67	0,00	0,00	130,67	0,00	0,00
14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01

Tabla 5: Matriz de rigidez local. Viga 4

Y su matriz de rigidez en coordenadas globales es:

<i>MN/m</i>	10	11	12	13	14	15
10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11	0,00	130,67	0,00	0,00	-130,67	0,00
12	0,00	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00
13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
14	0,00	-130,67	0,00	0,00	130,67	0,00
15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01

Tabla 6: Matriz de rigidez global. Viga 4

Al ensamblar la matriz de rigidez completa en coordenadas globales se obtiene:

<i>MN/m</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	0,00	13,07	0,00	0,00	-13,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3	0,00	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4	0,00	0,00	0,00	26,14	0,00	0,00	-26,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	0,00	-13,07	0,00	0,00	13,09	0,02	0,00	-0,02	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
6	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,03	0,00	-0,02	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
7	0,00	0,00	0,00	-26,13	0,00	0,00	52,27	0,00	0,00	-26,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
8	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,02	-0,02	0,00	0,05	0,00	0,00	-0,02	0,02	0,00	0,00	0,00
9	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,01	0,00	0,00	0,03	0,00	-0,02	0,01	0,00	0,00	0,00
10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-26,13	0,00	0,00	26,14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,02	-0,02	0,00	13,09	-0,02	0,00	-13,07	0,00
12	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,01	0,00	-0,02	0,03	0,00	0,00	0,00
13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-13,07	0,00	0,00	13,07	0,00
15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01

Tabla 7: Matriz de rigidez completa

Ahora, tomando sólo los grados de libertad cuyos desplazamientos se desconocen (todos exceptuando 1, 2, 3, 13, 14 y 15), se obtiene la matriz reducida:

<i>MN/m</i>	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4	26,14	0,00	0,00	-26,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	0,00	13,09	0,02	0,00	-0,02	0,02	0,00	0,00	0,00
6	0,00	0,02	0,03	0,00	-0,02	0,01	0,00	0,00	0,00
7	-26,13	0,00	0,00	52,27	0,00	0,00	-26,13	0,00	0,00
8	0,00	-0,02	-0,02	0,00	0,05	0,00	0,00	-0,02	0,02
9	0,00	0,02	0,01	0,00	0,00	0,03	0,00	-0,02	0,01
10	0,00	0,00	0,00	-26,13	0,00	0,00	26,14	0,00	0,00
11	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,02	-0,02	0,00	13,09	-0,02
12	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,01	0,00	-0,02	0,03

Tabla 8: Matriz de rigidez reducida

Siendo el vector de fuerzas en N:

4	0
5	0
6	0
7	0

8	-2000
9	0
10	0
11	0
12	0

Tabla 9: Vector de fuerzas en coordenadas globales

Multiplicando la inversa de la matriz reducida por el vector de fuerzas y multiplicando por 1000, se obtienen los desplazamientos en cada nudo en mm:

4	0,01
5	-0,08
6	-58,87
7	0,00
8	-88,38
9	0,00
10	-0,01
11	-0,08
12	58,87

Tabla 10: Vector de desplazamientos

Con este perfil, el punto central del pórtico descendería 88 mm, lo que superaría el límite previamente impuesto (10 mm). Por ello, se probará con otros perfiles hasta hallar uno que satisfaga dichas condiciones.

Finalmente, tomando un perfil 80X80, con área de 18,2 cm² y un momento de inercia de 132,1 cm⁴ y repitiendo el proceso previo se obtiene que los desplazamientos en cada nudo son:

4	0,00
5	-0,02
6	-4,06
7	0,00
8	-6,11
9	0,00
10	0,00
11	-0,02
12	4,06

Tabla 11: Vector de desplazamientos con perfil 80X80

Como se puede apreciar, el descenso del punto crítico (6,11 mm) es inferior al límite, por lo que se considera este perfil como adecuado.

Ahora se calculará el momento máximo, ya que previamente este fue estimado mediante una simplificación de la estructura:

Ensamblando el vector de desplazamientos con los calculados previamente y fijando en 0 los valores en los empotramientos (1, 2, 3, 13, 14 y 15) se obtiene (en m):

1	0
2	0
3	0
4	3E-06
5	-2E-05
6	-0,004
7	-5E-19
8	-0,006
9	1E-19
10	-3E-06
11	-2E-05
12	0,0041
13	0
14	0
15	0

Tabla 12: Vector de desplazamientos completo

Se multiplica la matriz de rigidez completa por el vector de desplazamientos y se obtiene el vector de fuerzas y reacciones (en kN):

1	0,2499
2	1
3	-0,25
4	3E-17
5	5E-16
6	2E-17
7	0
8	-2
9	1E-16
10	-5E-17
11	4E-16
12	0
13	-0,25
14	1
15	0,2499

Tabla 13: Vector de fuerzas y reacciones completo

Los valores en los grados de libertad pertenecientes a los empotramientos son las reacciones en estos, puesto que no hay fuerzas de empotramiento.

Por tanto tenemos:

	<i>Empotramiento 1</i>	<i>Empotramiento 2</i>
F_x	250 N	-250 N
F_y	1 kN	1 kN
M_z	-250 Nm	250 Nm

Tabla 14: Reacciones en los apoyos

Graficando el momento flector en la estructura:

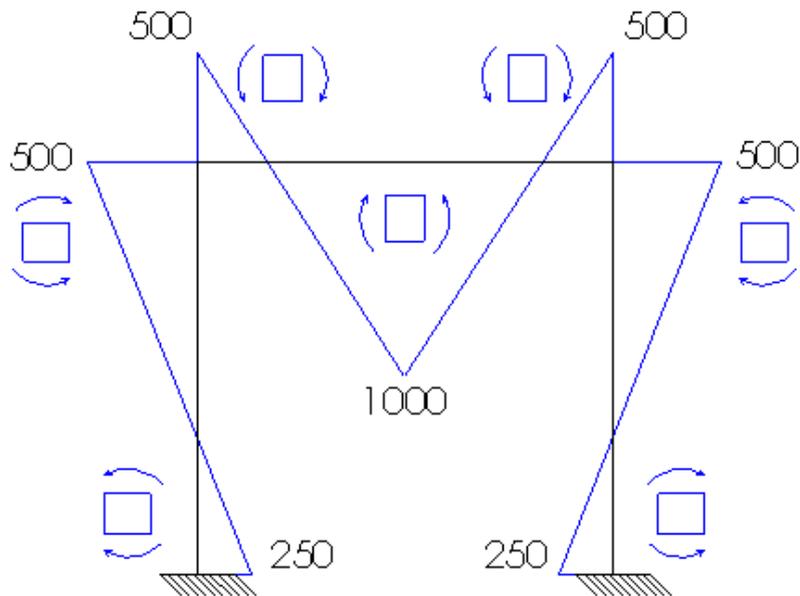


Figura 12: Gráfica del momento flector en el pórtico

Se puede apreciar que el flector es menor que el estimado para decidir el canto del perfil, por lo que no superará el límite elástico. Igualmente, se calcula la tensión equivalente.

Tomando como flector máximo 1 kNm, se calcula la tensión equivalente mediante Navier:

$$\sigma = \frac{Mf \cdot d}{I} = \frac{1000 \cdot 0.04}{132,1 \cdot 10^{-8}} \frac{1}{10^6} = 30,28 \text{ MPa}$$

En efecto, esta tensión no sobrepasa el límite elástico del aluminio (195 MPa).

4.1.2 RIGIDIZACIÓN

Si bien la estructura estaría perfectamente dimensionada para el caso de cargas descrito, se buscará rigidizar el conjunto añadiendo arriostramientos diagonales.

Para evaluar el impacto de añadir dichos arriostramientos, se comparará el desplazamiento de una estructura que cuente con ellos frente a otra que no tenga.

Para realizar dicho análisis se empleará un programa de análisis estático (MEFI). Se supondrá una carga de 1 kN horizontal que provoque que el arriostramiento trabaje a tracción. Este será una lámina de aluminio de 1 mm de espesor, 80 mm de ancho y 1,8 m de largo.

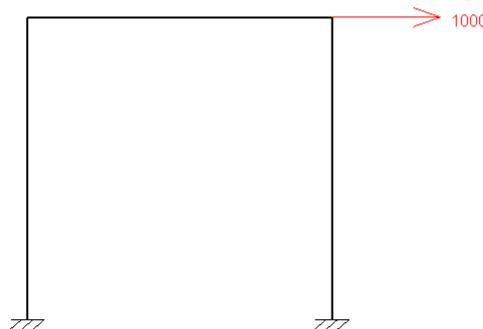


Figura 13: Caso de cargas en estructura sin arriostramientos

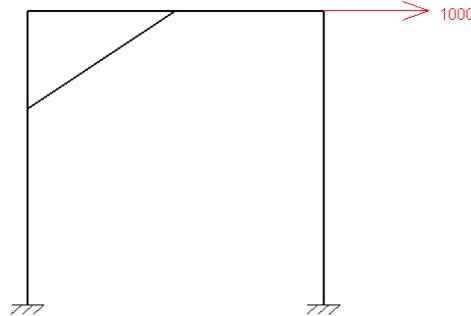


Figura 14: Caso de cargas en estructura con arriostramientos

El análisis del programa muestra que el desplazamiento horizontal del punto en el que se aplica la carga es de 1,74 cm para el pórtico no arriostrado y de 9,44 mm para el que sí ha sido arriostrado.

Queda así probado el impacto que tiene una fina lámina en la rigidez de este sistema. Por ello, en el diseño final se incluirán 2 arriostramientos diagonales en cada arco del pórtico.

4.1.3 COMPONENTES

4.1.3.1 Perfiles

Como se ha comentado previamente, el pórtico estará constituido por 4 pilares de 3 m de altura, que conectarán entre sí mediante otros perfiles del mismo tipo. El largo del pórtico es de 2,4 m, y de esa longitud son los perfiles más cortos.

A la estructura se le añaden 2 perfiles horizontales extra en la parte de abajo para aumentar la rigidez del conjunto. Asimismo, en la parte superior del pórtico también se incorporan tanto perfiles extra de 3 m como arriostramientos entre ellos, con el objetivo de aumentar la rigidez del conjunto.

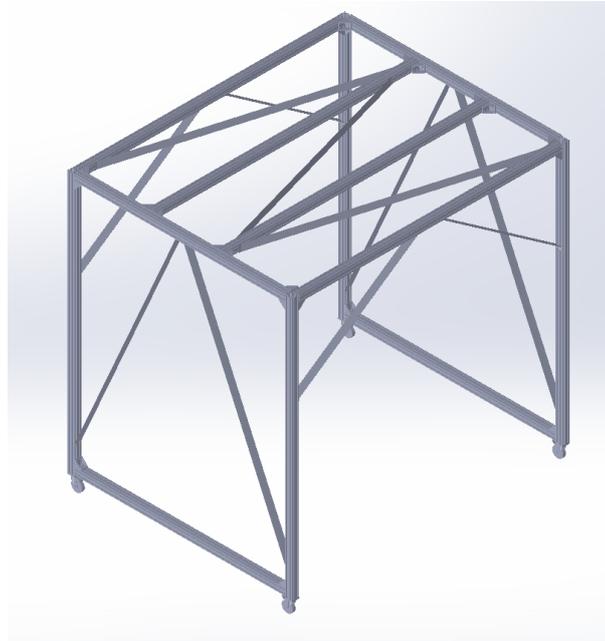


Figura 15: Configuración inicial del pórtico

4.1.3.2 Uniones

Todos los perfiles quedarán unidos entre sí por escuadras, que serán fijadas mediante tornillos, arandelas y tuercas de cabeza de martillo.

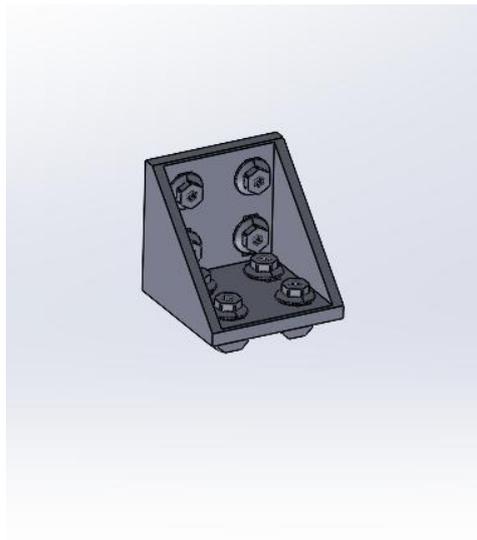


Figura 16: Escuadra

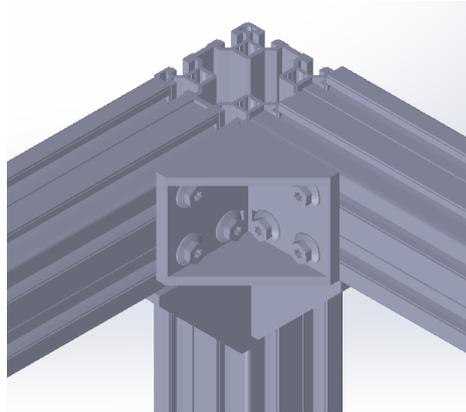


Figura 17: Disposición de las escudras (1)

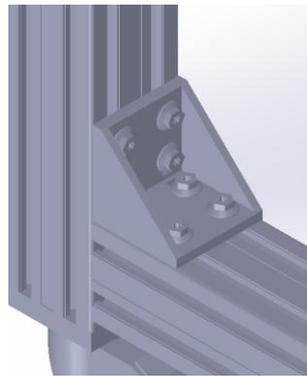


Figura 18: Disposición de las escudras (2)

Estas se fijarán con tornillo, arandelas y tuercas de cabeza de martillo M8. Las arandelas serán tipo grower para evitar que se aflojen los tornillos con las vibraciones resultantes de desplazar el pórtico sobre sus ruedas.



Figura 19: Esquema de montaje de las escuadras

Esta escuadra, según la ficha técnica proporcionada por el fabricante, es capaz de aguantar hasta 14.000 N de fuerza descendente, por lo que fijarán satisfactoriamente la estructura.

Las tuercas con las que se fijarán estas escuadras, según su ficha técnica, son capaces de soportar hasta 4000 N de fuerza axial. Teniendo en cuenta que por cada escuadra se emplearán 8 de estas tuercas, serán suficientes para aguantar la carga a la que está sometida la estructura.

4.1.3.3 Arriostramientos

Respecto a los arriostramientos, como se ha comentado previamente, serán láminas de aluminio de 1 mm de espesor. Se fabricarán por plegado y tendrán 80 mm de ancho. Se les taladrarán agujeros para fijarlos al pórtico mediante tornillos, arandelas grower y tuercas de cabeza de martillo, todos de métrica M8.

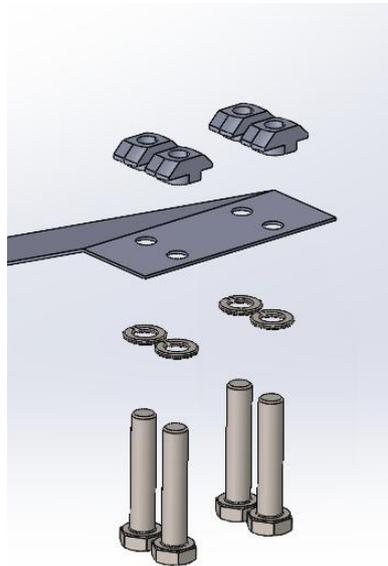


Figura 20: Montaje de los arriostramientos

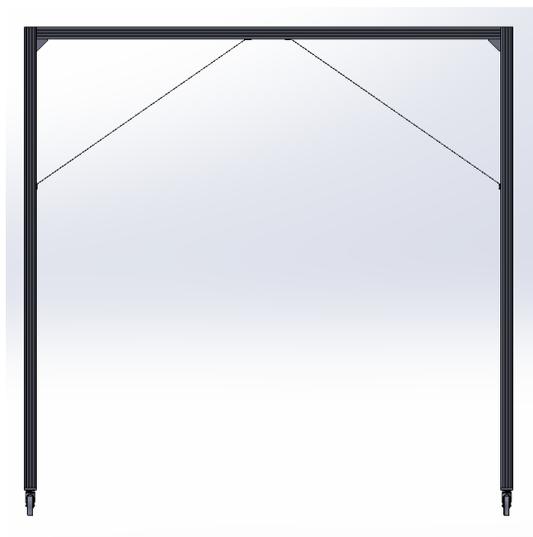


Figura 21: Arriostramientos L1722

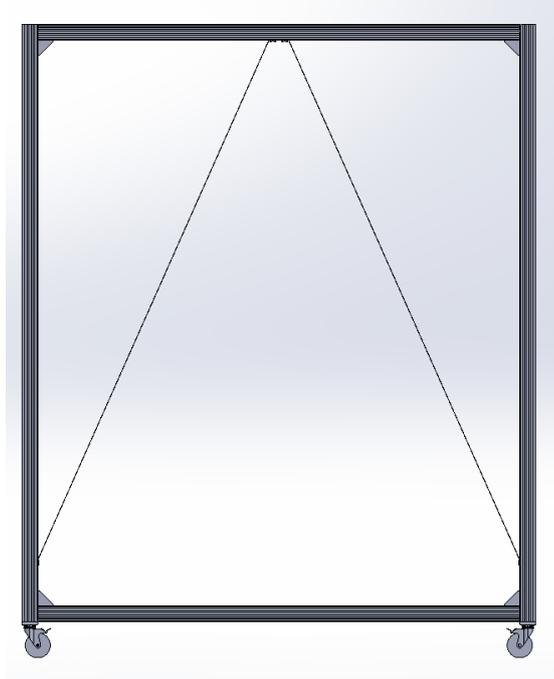


Figura 22: Arriostramientos L2922

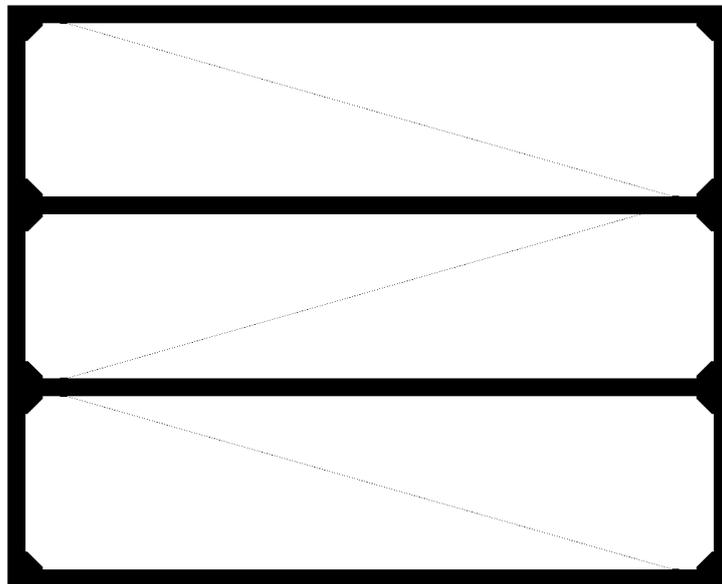


Figura 23: Disposición arriostramientos superiores

4.1.3.4 Ruedas

En los pilares de la estructura se montarán ruedas con freno para poder moverla a la posición deseada y fijarla en dicho lugar. Estas ruedas pueden soportar 150 kg cada una, por lo que en total pueden aguantar hasta 600 kg.

Teniendo en cuenta que un perfil 80X80 pesa 4,9 kg/m, la masa total de los perfiles será:

$$M = 4,9 \cdot (8 \cdot 3 + 4 \cdot 2,4) = 164,64 \text{ kg}$$

Por tanto, las ruedas soportarán de forma satisfactoria el peso de la estructura suficiente teniendo en cuenta que la masa total de los perfiles y la masa del ocupante es de 364, 64 kg.



Figura 24: Rueda giratoria con freno

Las ruedas y los perfiles se fijará mediante tornillos M12 una placa de dimensiones 80X80 mm para poder atornillar la rueda al conjunto, ya que tiene una rosca M10, que no tienen los perfiles.

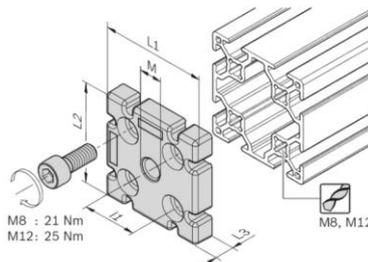


Figura 25: Placa 80X80[11]

4.2 SOPORTE DEL PATINETE

La función de esta pieza es mantener en posición vertical el patinete hasta el inicio del ensayo. Se ha diseñado para ser lo menos intrusiva posible para el desarrollo de este. Habrá un soporte a cada lado del patinete y será fabricado en PLA mediante impresión 3D.

4.2.1 DISEÑO

La pieza estará fijada al trineo mediante tornillos M12 que pasarán a través de los taladros superiores, que son pasantes.

El soporte tiene una de sus caras inclinada para que sea tangente al patinete. La pieza tiene agujeros con forma de medio cilindro en los que se alojarán unos rodillos para minimizar la fricción del patinete.



Figura 26: Rodillo[12]

El eje inferior de los rodillos se introducirá en los agujeros inferiores destinados a ello, y su eje superior será fijado mediante una placa adicional.

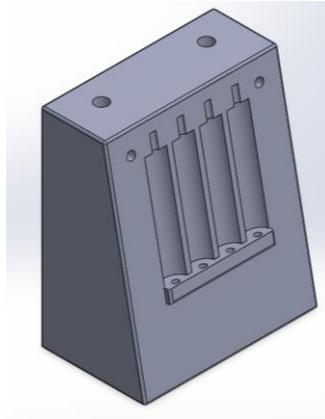


Figura 27: Soporte del patinete

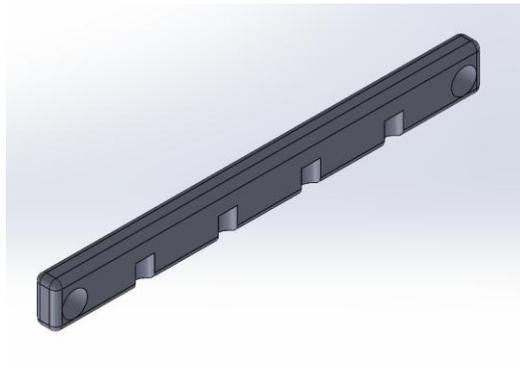


Figura 28: Cierre del soporte

La placa se fijará mediante un inserto a presión que alojará un tornillo M6.

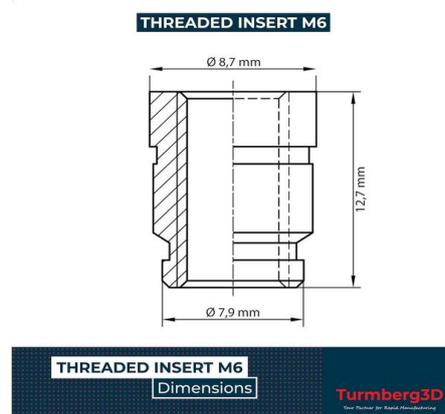


Figura 29: Inserto roscado M6 [13]

Para determinar el diámetro del taladro previo tanto en el soporte como en la placa, se ha tomado como referencia las indicaciones de un proveedor de insertos.

Tamaño de rosca (métrico) ▾	A Diámetro máx. del moleteado (mm) ▾	P Diámetro del taladro previo (mm) ▾	L Longitud (mm) ▾	Diámetro del taladro recomendado (mm) ▾
Tolerancia >	Ref,	+0,08	+0,13	+0,08
M2 x 0,4	3,40	3,07	3,18	3,15
M2,5 x 0,45	4,19	3,86	3,56	3,94
M3 x 0,5	4,19	3,86	3,56	3,94
M3,5 x 0,6	4,98	4,65	3,81	4,72
M4 x 0,7	5,77	5,44	7,06	5,51
M5 x 0,8	6,58	6,25	7,87	6,32
M6 x 1,0	8,15	7,82	9,45	7,90
M8 x 1,25	9,75	9,42	11,05	9,50

Tabla 15: Parámetros de agujeros para insertos a presión [14]

El taladro realizado será de diámetro 7,9 mm de acuerdo con la recomendación del proveedor.

Finalmente, el conjunto montado es el siguiente:

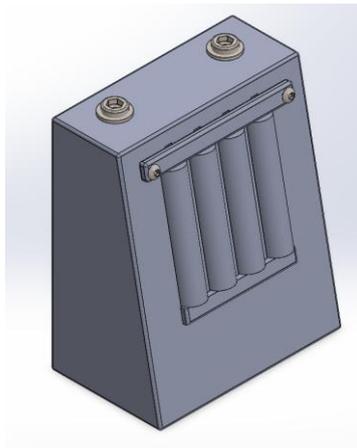


Figura 30: Soporte del patinete completo

Se incluirán dos de estos soportes para mantener el patinete vertical.

4.2.2 MATERIAL Y MÉTODO DE FABRICACIÓN

Este soporte será impreso en PLA por medio de la impresora 3D Prusa MK4.

Los parámetros seleccionados son:

-Altura de capa=0,2 mm:

Es habitual fijar la altura de capa elegida en torno al 50% del diámetro de la boquilla, y al ser una pieza sin gran detalle esta altura es adecuada.

-% Relleno=15 % y patrón giroide:

Se empleará un 15 % de relleno ya que la pieza no soportará peso, que estará realmente soportado por el arnés. Este soporte únicamente mantendrá vertical el patinete.

El patrón giroide se elige debido a que ofrece una mayor resistencia con el mismo porcentaje de relleno, además de que se comporta de manera similar en todas las direcciones, lo que es idóneo ya que la ligera carga que sufrirá será perpendicular a su cara inclinada.

-Velocidad de impresión general=40 mm/s:

-Velocidad de impresión de la primera capa=30 mm/s:

La velocidad de impresión general de 40 mm/s ofrece un acabado superficial correcto y una velocidad de impresión aceptable. La primera capa se imprimirá más despacio para garantizar su adhesión.

4.3 SISTEMA DE SUJECIÓN Y ACCIONAMIENTO

La función de este sistema es la de sostener al patinete y al ocupante hasta que comience el ensayo, y que cuando este empiece los libere, interfiriendo lo mínimo indispensable. También debe poder sincronizarse su “liberación” con la señal de inicio del ensayo, por lo que debe vincularse a algún elemento eléctrico/electrónico.

Si bien para los ensayos con patinetes es frecuente el empleo de electroimanes que sujetan todo el conjunto y se separan al comenzar el ensayo, por el contexto de este en particular no se considera adecuado. En primer lugar, debido al movimiento del trineo habría que tener especial cuidado en evitar que el electroimán impactase o se trabase con alguno de los elementos que rodean el trineo. Además, el tener una masa fijada al conjunto podría afectar a su comportamiento durante el ensayo.

4.3.1 PROTOTIPO

El prototipo será una pieza con un agujero cónico en su parte central. Por ese agujero pasarán las cuerdas del arnés que sujetarán al conjunto (ocupante y patinete) y dichas cuerdas se mantendrán fijas por una esfera que quedará encajada en el agujero. La esfera se liberará por la acción de un electroimán que se activará al iniciarse el ensayo.

4.3.1.1 Equilibrio de fuerzas en el tronco de cono

Cuando la esfera se encaja en el cono las fuerzas presentes son las siguientes:

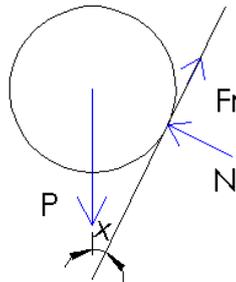


Figura 31: Diagrama de fuerzas en el tronco de cono

Siendo:

-P, el peso.

-N, la fuerza normal a la pared del cono.

-Fr, la fuerza de rozamiento con las paredes del cono.

-X, el ángulo de conicidad.

Cuanto mayor sea la fuerza normal, más firmememnte aprisionará las cuerdas al encajarse la esfera.

Planteando el equilibrio de fuerzas vertical:

$$N \sin x + Fr \cos x = mg \rightarrow N \sin x + \mu N \cos x = mg$$

Despreciando la fuerza de rozamiento se obtiene:

$$N = \frac{mg}{\sin x}$$

Por tanto, para una masa de la esfera determinada, cuanto menor sea el ángulo X, mayor será la fuerza normal ejercida en el contacto entre esfera y tronco de cono.

Se ha graficado en Matlab la relación entre la fuerza normal y el peso en función del ángulo X:

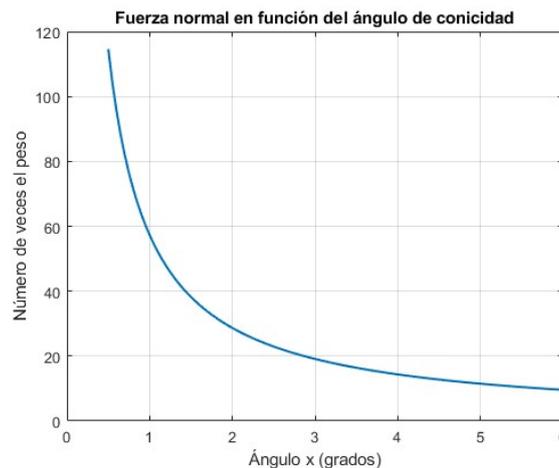


Figura 32: Fuerza normal en función del ángulo X

Teniendo en cuenta que el peso que deberá soportar es de 1962 N ($200 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$), que la esfera tiene una masa de 2,4 kg y que la fuerza con la que la esfera sostendrá las cuerdas será la fuerza de rozamiento ($\mu \cdot N$), se fijará un ángulo de conicidad X tal que la fuerza normal sea de al menos el peso a sostener.

Por tanto:

$$N = \frac{mg}{\sin x} \geq F \rightarrow \frac{2,4 \cdot 9,81}{\sin x} \geq 1962$$

$$X \leq 0,69^\circ$$

Finalmente, se tomará $0,7^\circ$, al considerarse una tolerancia factible de alcanzar.

Con este valor, puede calcularse la fuerza necesaria para liberar la esfera. Fijando el coeficiente de rozamiento en 1 y con los datos ya mencionados se tiene:

$$\mu = 1$$

$$m = 2,4 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\theta = 0,7^\circ$$

$$F = \mu \cdot m \cdot g \cdot \left(\frac{1}{\tan(\theta)} \right) = 1927,15 \text{ N}$$

Por tanto, deberá ejercerse una fuerza mínima de 1927,15 N para desencajar la esfera y liberar el arnés.

4.3.1.2 Diseño

El prototipo tendrá el tamaño mínimo para conseguir la conicidad deseada y se dejará espacio para fijarlo mediante insertos y tornillos.

Para conseguir que el prototipo tenga el ángulo deseado en su tronco de cono ($0,7^\circ$) y que aloje a la esfera (de diámetro 82 mm), el agujero mayor será de 83 mm, el menor, de 81,1 mm y tendrá 80 mm de alto. Tendrá 4 agujeros (2 a cada lado) para alojar insertos M8 y que pueda fijarse el prototipo mediante las tuercas de cabeza de martillo a los perfiles del pórtico.

De acuerdo con la Tabla 16, el diámetro del agujero para los insertos será de 9,5 mm. La profundidad de estos será de 12,7 mm, que viene dado por las dimensiones del inserto.

SIZES					
Thread size	$\varnothing d1$	$\varnothing d2$	$\varnothing d3$	L	w
M 2	3,6	3,1	3,2	4,0	1,3
M 2,5	4,6	3,9	4,0	5,7	1,6
M 3	4,6	3,9	4,0	5,7	1,6
M 4	6,3	5,5	5,6	8,1	2,1
M 5	7,1	6,3	6,4	9,5	2,6
M 6	8,7	7,9	8,0	12,7	3,3
M 8	10,1	9,5	9,6	12,7	4,5
M3 SHORT	4,6	3,9	4,0	4,0	1,6
M4 SHORT	6,3	5,5	5,6	4,0	2,1
M5 SHORT	7,1	6,3	6,4	5,8	2,6
$\frac{1}{4}''-20$	8,7	7,9	8,0	12,7	3,3

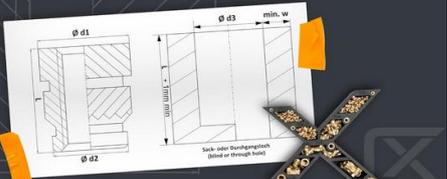


Tabla 16: Parámetros de los insertos roscados en función de la métrica[15]

Por último, se redondearán todos los bordes para que no exista riesgo de cortes al manipular la pieza, además de ahorrar material.

El diseño final será el que se muestra en la Figura 34:

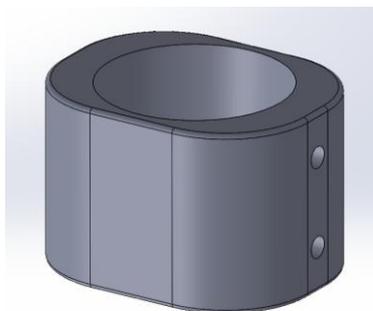


Figura 33: Diseño preliminar prototipo

4.3.1.3 Material y método de fabricación

El material elegido para el prototipo es el PLA y el método de fabricación, impresión 3D. Se imprimirá en la impresora Prusa MK4.

Para imprimirlo en 3D los parámetros elegidos han sido los siguientes:

-Altura de capa=0,2 mm

Como ya se comentó con el soporte del patinete, la altura de capa elegida suele oscilar en torno al 50% del diámetro de la boquilla. Ya que este prototipo no tiene necesidad de gran detalle esta altura es correcta.

-% Relleno=25 % y patrón giroide:

En este caso se elige un 25% de relleno puesto que la pieza va a soportar esfuerzos mayores. El patrón giroide se elige ya que responde bien frente a esfuerzos en todas las direcciones, algo deseable debido a que la carga que sufrirá será perpendicular a la cara del cono.

-Velocidad de impresión general=40 mm/s

-Velocidad de impresión de la primera capa=30 mm/s

De igual forma que con el apoyo del patinete, se eligen velocidades lo suficientemente rápidas como para imprimir la pieza en un tiempo admisible sin sacrificar el acabado superficial.

4.3.1.4 Ensayo del prototipo y las cuerdas

Se imprimió la primera versión del prototipo para realizar pruebas y elegir la cuerda que se emplearía finalmente. El prototipo se fijó mediante tuercas a un perfil similar a los que se emplearán para ensamblar el pórtico. La esfera que se utilizó era la ya mencionada de 82 mm de diámetro y 2,4 kg de masa.



Figura 34: Prueba del prototipo

Inicialmente, se probó con sedal de pescar que resultó ser demasiado fino y se deslizaba. Finalmente, se eligió una cuerda de escalada de 1 cm de grosor.

4.3.2 REDISEÑO DEL PROTOTIPO

Se adapta el prototipo para que éste pueda ser fijado entre los dos perfiles superiores, que serán reubicados. No se modifican las magnitudes asociadas a la conicidad ni la carga que deberá soportar (200 kg). También se eliminará uno de los arriostramientos superiores y la longitud de los restantes será de 3031 mm.

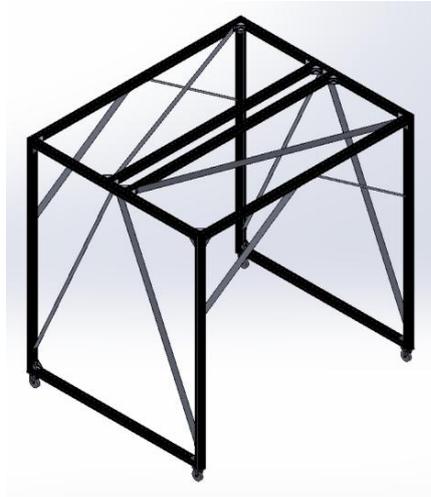


Figura 35: Disposición final pórtico

El prototipo no debe ser adecuado para ser impreso en la impresora Prusa MK4 disponible y además cuanto mayor sea su longitud, mayor esfuerzo flector sufrirá.

Entre los dos perfiles debe haber una distancia mínima de 160 mm para fijarlos con escuadras (80 mm de lado). Dicha distancia se fijará en 180 mm. El largo del prototipo será también de esa longitud y se le añadirán 2 pletinas de 30 mm que fijarán el prototipo al perfil. Se le pondrán insertos y se fijarán mediante tornillos y tuercas de cabeza de martillo M8.

El diseño final del prototipo será el siguiente:

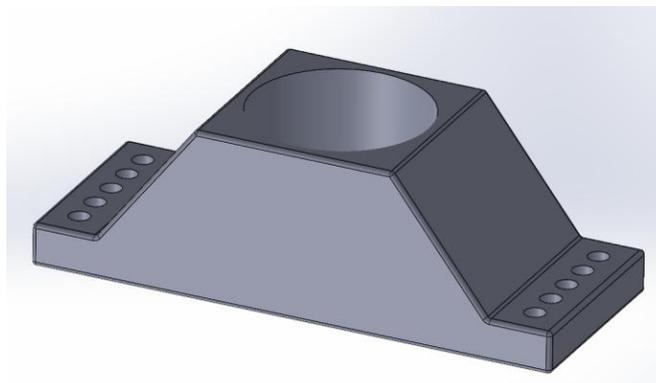


Figura 36: Configuración final del prototipo

4.3.2.1 Dimensionamiento del prototipo

El punto crítico se encuentra en el punto más alejado del agujero cónico, que es el punto anterior a la parte apoyada. En primer lugar, se calculará de forma analítica:

Datos:

-P=2000 N

-L=90 mm (Distancia de donde se sitúa el peso hasta el extremo de flector máximo)

- σ_{adm} =60 MPa

$$M_{m\acute{a}x} = P \cdot L$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$c = \frac{h}{2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} \cdot c}{I} = \frac{P \cdot L \cdot \left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{b \cdot h^3}{12}} = \frac{6 \cdot P \cdot L}{b \cdot h^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow \frac{6 \cdot P \cdot L}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$b \cdot h^2 \geq \frac{6 \cdot P \cdot L}{\sigma_{adm}}$$

Para estos datos y tomando una altura de 20 mm:

$$b \geq 45 \text{ mm}$$

Para aplicar un coeficiente de seguridad de 2 se toma b=95 mm con lo que la tensión resulta de 28,42 MPa.

Simulación:

A modo de comprobación, se ha realizado una simulación mediante SolidWorks. Para las condiciones de contorno de la simulación se han fijado los dos extremos que se apoyan en la estructura como zonas fijas y se ha aplicado la fuerza (2000 N) repartida en la cara interior del agujero.

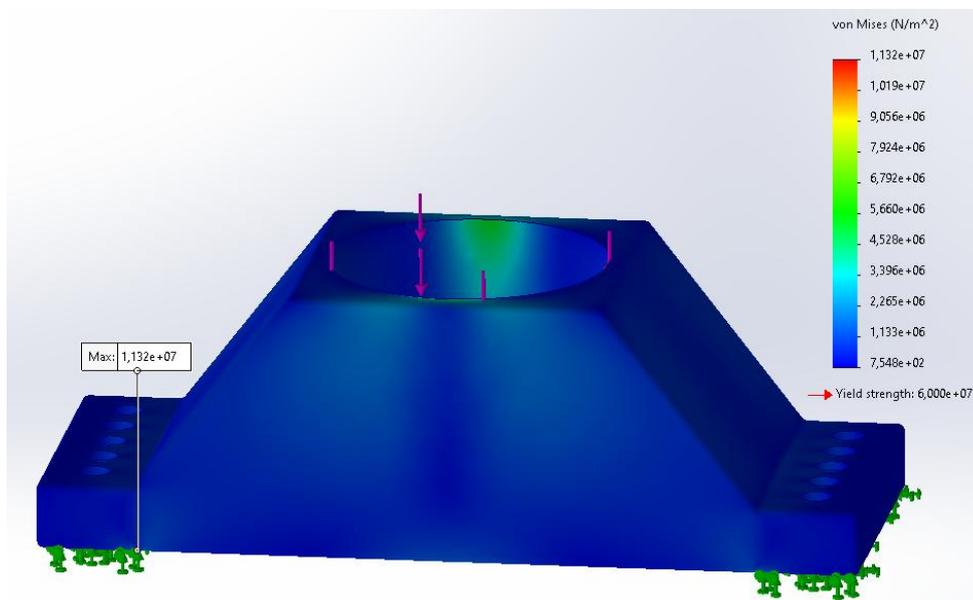


Figura 37: Resultados de simulación en SolidWorks

La tensión máxima según esta es de 11,32 MPa, lo que resultaría en un coeficiente de seguridad de aproximadamente 6.

Este resultado es distinto al anterior, ya que en el cálculo analítico se ha supuesto que la carga se aplicaba en el punto medio del agujero del tronco de cono, lo que resulta en un brazo de palanca mayor que el resultante en la simulación.

4.3.3 MECANISMO DE ACCIONAMIENTO DEL PROTOTIPO

Para liberar la esfera se plantea inicialmente hacerlo tirando desde arriba por medio de un lastre, un electroimán y un sistema de poleas. El lastre estaría sujeto por el electroimán, que

dejaría de ejercer fuerza al iniciar el ensayo, resultando en un tirón que elevaría la esfera. Sin embargo, debido a que el lugar del ensayo no dispone de un punto de anclaje para el sistema de poleas se descarta esta opción.

Finalmente, se llevará a cabo por medio de la caída de un lastre, que movilizará un balancín conectado con la esfera y la desencajará.

La cuerda que une al balancín con el lastre tendrá holgura, y será el electroimán el que mantenga sujeto dicho lastre hasta el inicio del ensayo. Entonces, tras recibir una señal vinculada al trineo invertido, el electroimán soltará la carga que a su vez tirará de la cuerda y bajará uno de los extremos del balancín, causando que el otro extremo suba y por tanto la esfera se libere.

Se conseguirá aumentar la fuerza provocada por la caída del lastre por la relación de brazos de palanca y de una articulación intermedia.

4.3.3.1 Cálculo de la geometría y el lastre necesarios

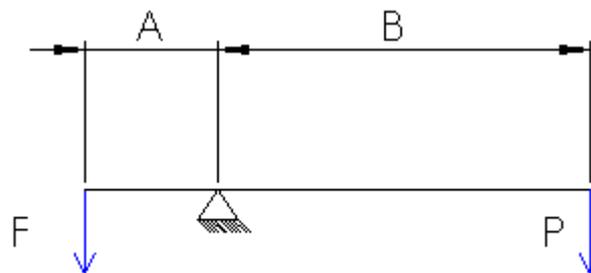


Figura 38: Esquema del balancín

En esta situación se tiene que:

$$F \cdot A = P \cdot B$$

Siendo F la fuerza necesaria ejercida la esfera que deberá ser mayor que la fuerza de encaje (1927,4 N) y P , la fuerza debida al peso del lastre.

Como se puede deducir de la fórmula de arriba, para conseguir aumentar la fuerza F , el cociente de B entre A tiene que ser lo máximo posible. Esto puede lograrse o bien aumentando B , o disminuyendo A . Teniendo en cuenta que se pretende que todo este sistema se encuentre en la estructura de soporte ya diseñada, para que el sistema de sujeción se encuentre centrado, la distancia máxima B es de 1,5 m (la mitad del ancho de la estructura).

Además, también se busca que el lastre sea lo más ligero posible, para que no perturbe la estabilidad del pórtico, aunque se apoye en éste.

Por último, debe dejarse algo de distancia entre la pared del prototipo y la articulación, por lo que la distancia A mínima es de 55 mm.

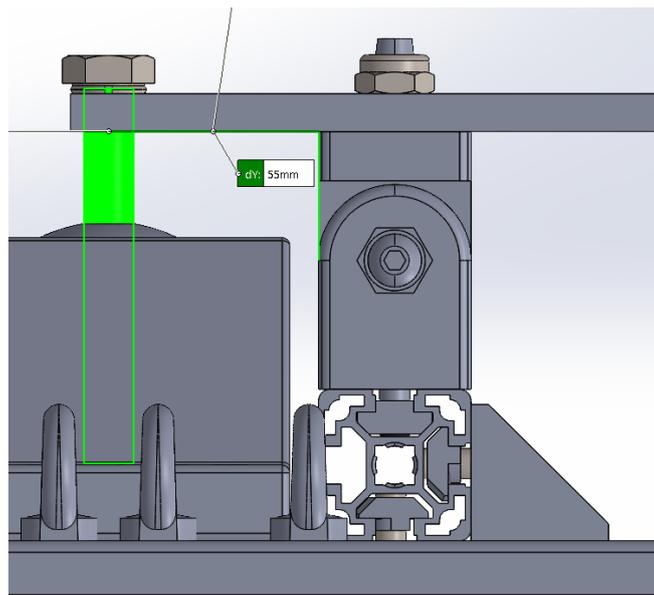


Figura 39: Distancia A

Tomando esto en consideración, se toman como lastre dos discos de peso de masa total 7,5 kg, lo que resulta en una distancia B mínima para alcanzar la fuerza necesaria para desencajar la esfera (1927,15 N) de 1,44 m.

Debido a la geometría, la distancia B se fija en 1,5 m para que el lastre descansa en una de las vigas superiores del pórtico.

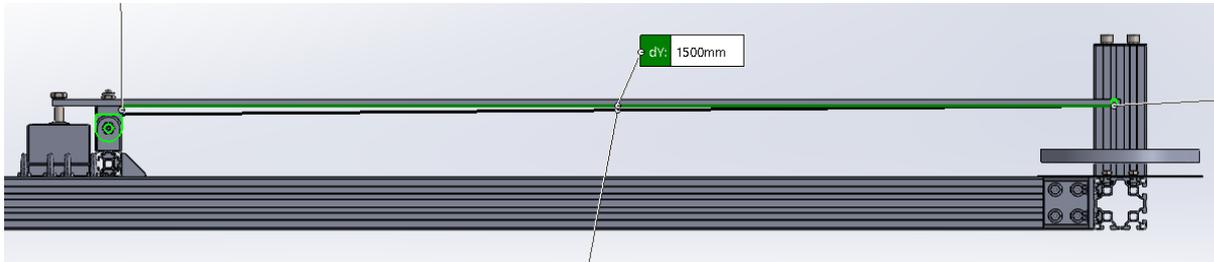


Figura 40: Distancia B

4.3.3.2 Diseño final y montaje

La articulación se montará encima de un perfil 40x40 para que el balancín no colisione con el prototipo y pueda tirar de la esfera hacia arriba. Por otro lado, la articulación tiene una terminación roscada M12 en su extremo superior y se fijará al balancín con una tuerca autoblocante.

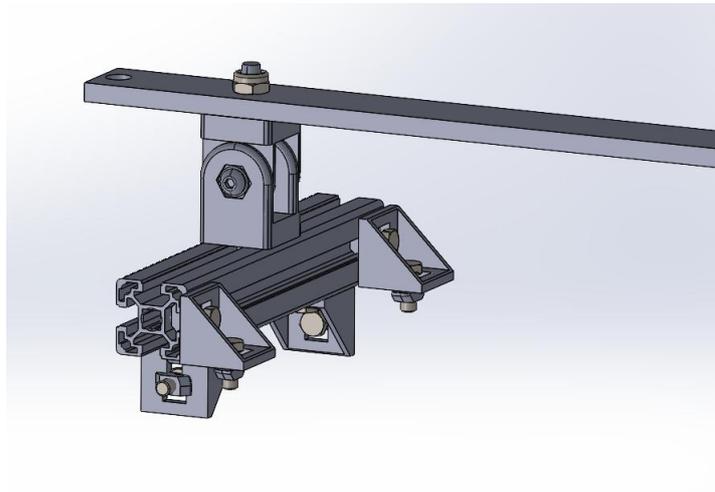


Figura 41: Disposición de la articulación

El ya mencionado perfil será fijado mediante escuadras 40X40, tornillos, arandelas y tuercas M8. Estas escuadras, según su ficha técnica, son capaces de aguantar hasta 3000 N de fuerza descendente cada una, por lo que mantendrán fijada la articulación de forma satisfactoria.

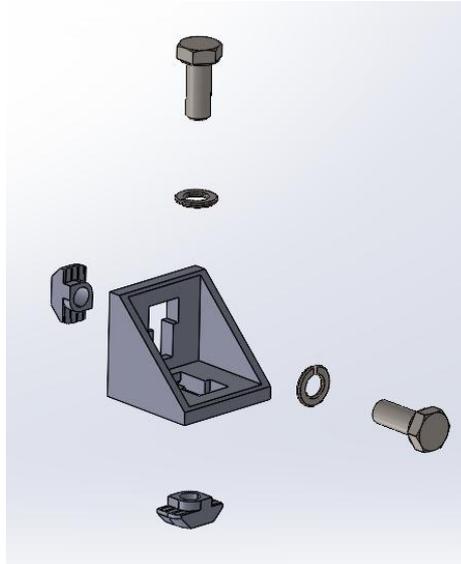


Figura 42: Montaje escuadra 40X40

En el extremo opuesto del balancín, se fijará mediante tornillos una pletina de aluminio a un perfil 80X80 que se colocará de manera vertical y estará fijado al pórtico mediante una escuadra 80X80. De esta pletina penderá el electroimán que sujetará el lastre hasta el inicio del ensayo. Los tornillos serán M12 y se asegurarán con arandelas grower de la misma métrica.

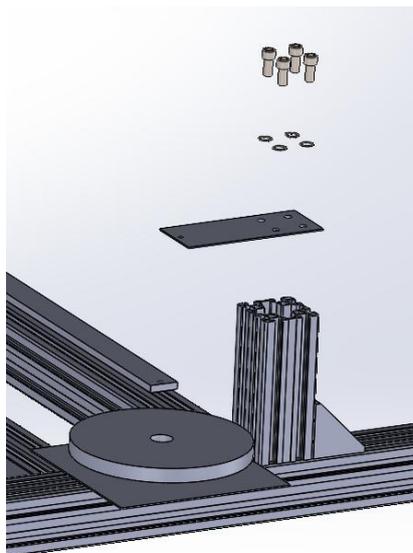


Figura 43: Disposición del extremo derecho del mecanismo

Si bien no se soltará en ningún momento de la cuerda del balancín, se fijará una placa de aluminio de 250X250 mm debajo del lastre como elemento de precaución. Dicha placa tendrá 2 mm de grosor y se anclará al pórtico mediante 4 tornillos, arandelas grower y tuercas de cabeza de martillo M8.

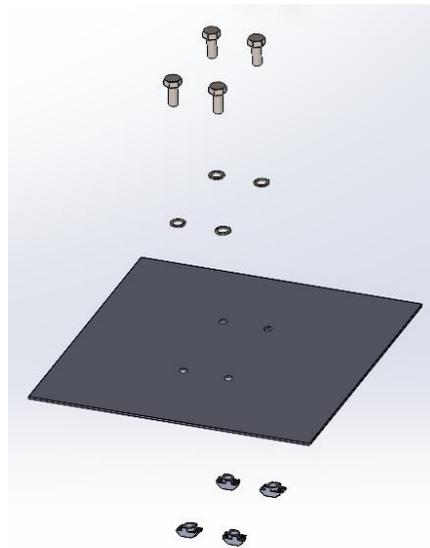


Figura 44: Montaje de la placa de seguridad

Por último, las cuerdas que sujetan el conjunto serán fijadas inicialmente a otro elemento antes de encajar la esfera. Una vez la esfera haya sido encajada, las cuerdas se liberarán de dicho elemento, quedando el conjunto sostenido gracias a la misma.

Este elemento de fijación será un cáncamo y se seleccionará uno adecuado para que durante el montaje pueda sostener el peso de todo el conjunto. Los cáncamos se atornillarán al perfil de aluminio mediante tuercas de cabeza de martillo M8.

La disposición final del conjunto será la siguiente:

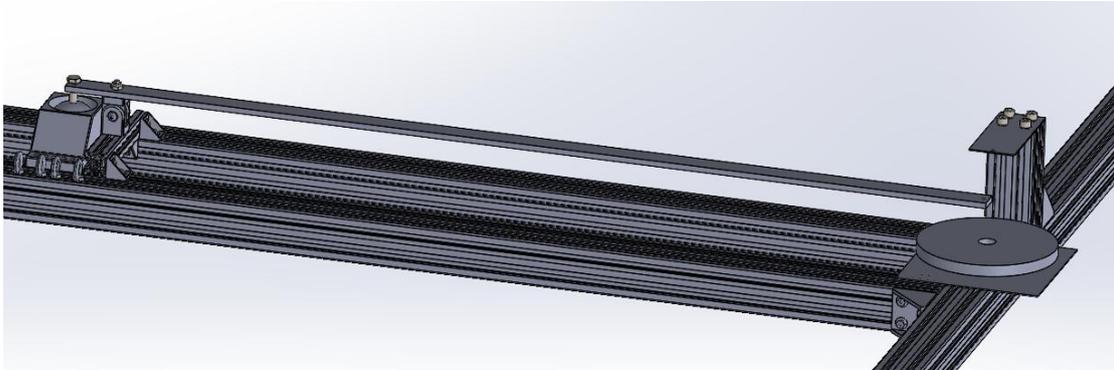


Figura 45: Disposición final del mecanismo de sujeción y accionamiento

4.3.3.3 Dimensionamiento

Dimensionamiento del balancín:

Si bien el balancín es un mecanismo, se calculará el momento flector máximo que se desarrollaría en el punto de giro en caso de que fuese una estructura estática.

Tomando un ancho de 40 mm (el ancho de la articulación a la que se fijará), 240 MPa como límite elástico del aluminio ([16]) y de la misma manera que se dimensionó el prototipo se obtiene que el espesor debe ser:

$$h \geq \sqrt{\frac{6 \cdot m \cdot g \cdot B}{240 \cdot 40}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 1500}{240 \cdot 40}} = 8,3 \text{ mm}$$

Finalmente se toma 1 cm como grosor.

Dimensionamiento de la pletina del electroimán:

Nuevamente, y de la misma manera de antes, se dimensiona la pletina de aluminio.

Tomando un ancho de 80 mm (determinado por el perfil al que se fijará), se tiene:

$$h \geq \sqrt{\frac{6 \cdot m \cdot g \cdot 110}{240 \cdot 80}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 110}{240 \cdot 80}} = 1,59 \text{ mm}$$

Finalmente, la pletina tendrá 2 mm de grosor.

Dimensionamiento de la fijación de la esfera:

Para transmitir la fuerza debida a la caída del lastre a la esfera, se hará mediante un perno que atravesará el balancín y la esfera y que se fijará con una arandela cónica y una tuerca autoblocante.

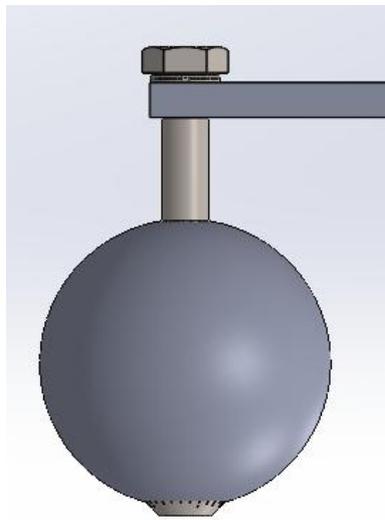


Figura 46: Balancín y esfera unidos por perno



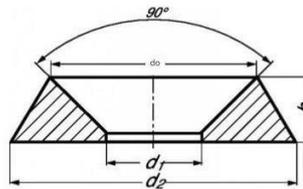
Figura 47: Arandela cónica

Se ha elegido una arandela cónica para maximizar la superficie de contacto entre la que se distribuye el esfuerzo debido al tirón.

A continuación, se calculará la tensión que se genera en la arandela cuando se suelta el lastre.

Tomando las dimensiones de la arandela proporcionadas por el fabricante:

VS8550 / NFE 27-619
ARANDELAS DE TAZÓN DE ACERO INOXIDABLE



Diámetro	d1 tol 0/+0.3	d2 tol 0/+0.3	do tol 0/+0.3	D herramienta +/-0.3
M3	3.5	9	6.5	2
M4	4.5	11	8	2.5
M5	5.5	14	10	3
M6	7	16	12	3.5
M8	9	22	16	4.5
M10	11	28	20	5.5
M12	14	32	24	6.5
M14	16	36	28	7.5

Figura 48: Dimensiones arandela cónica[17]

Para la arandela M12 se tiene D1=14 mm y D0=24 mm. La altura h se supondrá de 14 mm.

Se calcula la generatriz para luego obtener el área:

$$g = \sqrt{h^2 + (R_0 - R_1)^2} = \sqrt{14^2 + (12 - 7)^2} = 14,87 \text{ mm}$$

$$A = \pi \cdot (R_0 + R_1) \cdot g = \pi \cdot (12 + 7) \cdot 14,87 = 887,36 \text{ mm}^2$$

Ahora se calcula la tensión que sufre el material sabiendo que la fuerza en el extremo vendrá dada por la ecuación:

$$F = \frac{P \cdot B}{A} = \frac{7,5 \cdot g \cdot 1500}{55} = 2006,59 \text{ N}$$

El esfuerzo desarrollado será la fuerza entre el área calculada previamente:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2006,59}{887,36} = 2,26 \text{ MPa}$$

Debido a que la arandela es de acero inoxidable A2, cuyo límite elástico es de 210 MPa, será capaz de soportar el esfuerzo. [18]

Dimensionamiento de los anclajes de las cuerdas:

Debido a que los cáncamos convencionales no son capaces de soportar esfuerzos de flexión, se selecciona un cáncamo PHCM de alta resistencia que permite soportar la totalidad de la carga con un ángulo inferior a 45° y entre dos cáncamos. En la pareja de cáncamos se fijará momentáneamente la totalidad del peso y luego se repartirá entre cáncamos individuales.

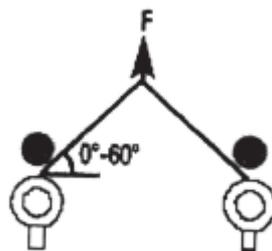


Figura 49: Disposición de los cáncamos [19]

CARGAS DE TRABAJO SEGÚN ÁNGULOS Y NÚMERO DE PUNTOS DE FIJACIÓN						
N° DE CÁNCAMOS		1	2		3-4	
CARGA MÁXIMA DE UTILIZACIÓN (T)		C.M.U.	C.M.U.		C.M.U.	
CÓDIGO	ROSCA	T	T	T	T	T
		0°	0 - 45°	45° - 60°	0 - 45°	45° - 60°
PHCM 06	M6	0,40	0,14	0,10	0,21	0,15
PHCM 08	M8	0,80	0,28	0,20	0,42	0,30
PHCM 10	M10	1,00	0,35	0,25	0,52	0,37
PHCM 12	M12	2,00	0,70	0,50	1,05	0,75
PHCM 16	M16	4,00	1,40	1,00	2,10	1,50
PHCM 20	M20	6,00	2,10	1,50	3,15	2,25
PHCM 24	M24	8,00	2,80	2,00	4,20	3,00
PHCM 30	M30	12,00	4,20	3,00	6,30	4,50
PHCM 36	M36	16,00	5,60	4,00	8,40	6,00
PHCM 42	M42	24,00	8,40	6,00	12,60	9,00
PHCM 48	M48	32,00	11,20	8,00	16,80	12,00

Tabla 17: Carga máxima soportada por los cáncamos PHCM [19]

Los cáncamos serán fijados roscándose en las tuercas de cabeza de martillo M8.

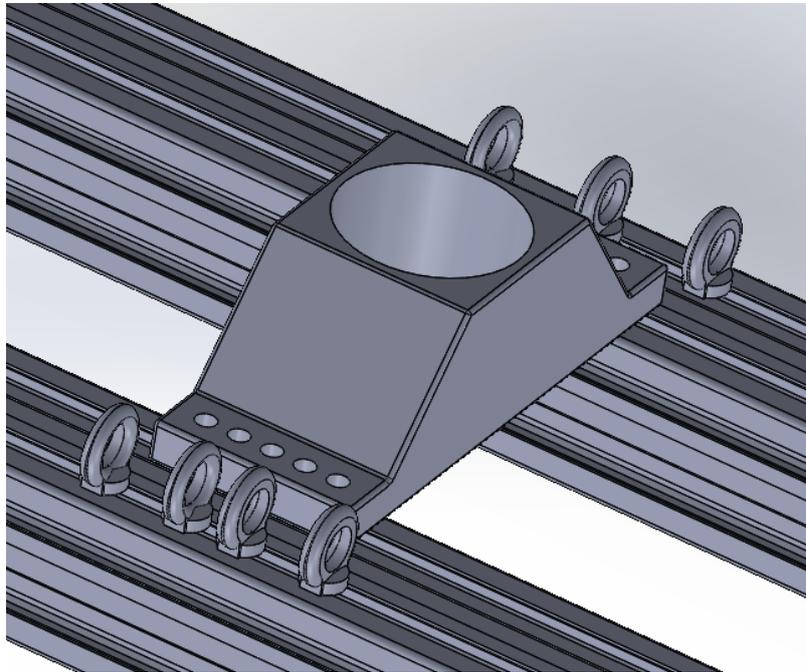


Figura 50: Disposición final de los cáncamos

Debido a que la longitud roscada de los cáncamos (12 mm) es mayor que la longitud de rosca de la tuerca compatible con los perfiles de aluminio (8,7 mm), se calculará la longitud de rosca mínima de acoplamiento para que se tenga una unión fuerte.

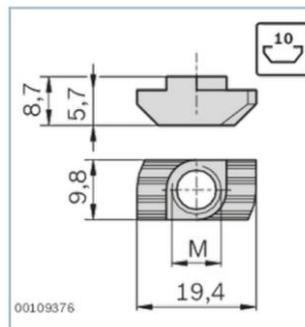


Figura 51: Tuerca de cabeza de martillo [20]

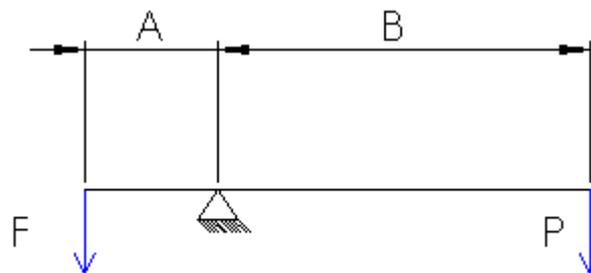
Para elementos de acero se considera que se necesita tener al menos entre 1 y 1,5 veces el diámetro del elemento en longitud de rosca. Por tanto, para este cáncamo M8 la longitud de rosca mínima deberá estar comprendida entre 8 y 12 mm por lo que las tuercas cumplen. [21] [22]

4.3.3.4 Análisis dinámico del mecanismo de accionamiento

Se realiza un análisis del tiempo que tardará la esfera en subir la distancia necesaria para liberar el arnés. La estimación de este tiempo es crucial para poder vincular la señal de inicio del trineo invertido con la apertura del electroimán.

Dicha distancia se supondrá de 2 cm (dos veces el diámetro de la cuerda a emplear en el arnés, 1 cm).

El sistema que se tiene es el de la figura de abajo.



- **Numeración de los grados de libertad (GDL)**

Para realizar un correcto análisis estructural se identifican los grados de libertad no restringidos (que permiten el movimiento) que atañen a este mecanismo.

Se tienen 5 grados de libertad:

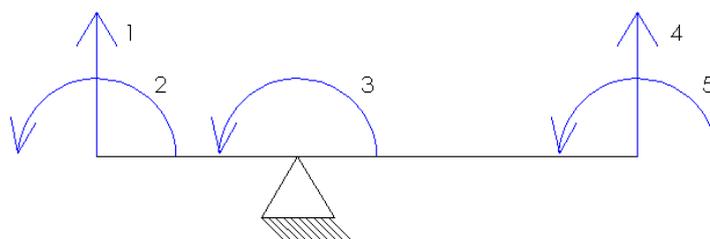


Figura 52: Grados de libertad del mecanismo de accionamiento

- **Ensamblaje de la matriz de rigidez (K)**

A continuación, se ensambla la matriz de rigidez para los grados de libertad no restringidos. Se aplicará superposición de los dos tramos de la viga.

Siendo la matriz de rigidez genérica de una viga la siguiente:

$$K = \begin{bmatrix} \frac{AE}{L} & 0 & 0 & -\frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{AE}{L} & 0 & 0 & \frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix}$$

Y siendo La la distancia A y Lb la distancia B se tiene:

$$K = E \cdot I \cdot \begin{bmatrix} \frac{12}{La^3} & \frac{6}{La^2} & \frac{6}{La^2} & 0 & 0 \\ \frac{6}{La^2} & \frac{4}{La} & \frac{2}{La} & 0 & 0 \\ \frac{6}{La^2} & \frac{4}{La} & \frac{4}{La} + \frac{4}{Lb} & -\frac{6}{Lb^2} & \frac{2}{Lb} \\ 0 & 0 & -\frac{6}{Lb^2} & \frac{12}{Lb^3} & -\frac{6}{Lb^2} \\ 0 & 0 & \frac{2}{Lb} & -\frac{6}{Lb^2} & \frac{4}{Lb} \end{bmatrix}$$

Con un ancho de la viga de 40 mm y un espesor de 10 mm su inercia es:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{40 \cdot 10^3}{12} = 3333 \text{ mm}^4$$

Y, por último, tomando como módulo de Young del aluminio 69 GPa ([23]) se obtiene:

$$K = \begin{bmatrix} 1,66 \cdot 10^7 & 4,56 \cdot 10^5 & 4,56 \cdot 10^5 & 0 & 0 \\ 4,56 \cdot 10^5 & 1,67 \cdot 10^4 & 8,36 \cdot 10^3 & 0 & 0 \\ 4,56 \cdot 10^5 & 8,36 \cdot 10^3 & 1,73 \cdot 10^4 & -613,33 & 306,67 \\ 0 & 0 & -613,33 & 817,78 & -613,13 \\ 0 & 0 & 306,67 & -613,33 & 613,33 \end{bmatrix}$$

- **Ensamblaje de la matriz de masa (M)**

De la misma manera que con la matriz de rigidez, se ensambla la matriz de masa separando el balancín en los dos tramos ya mencionados. Como elemento adicional, se tendrá en cuenta la aportación tanto de la masa de la esfera como de la masa puntual en el extremo derecho. Dicha aportación se verá reflejada en los grados de libertad 1 (movimiento vertical del extremo izquierdo), 2 (giro del extremo izquierdo), 4 (movimiento vertical del extremo derecho) y 5 (giro del extremo derecho). La magnitud de es la distancia entre el balancín y la esfera y dl , la distancia entre el lastre y el balancín.

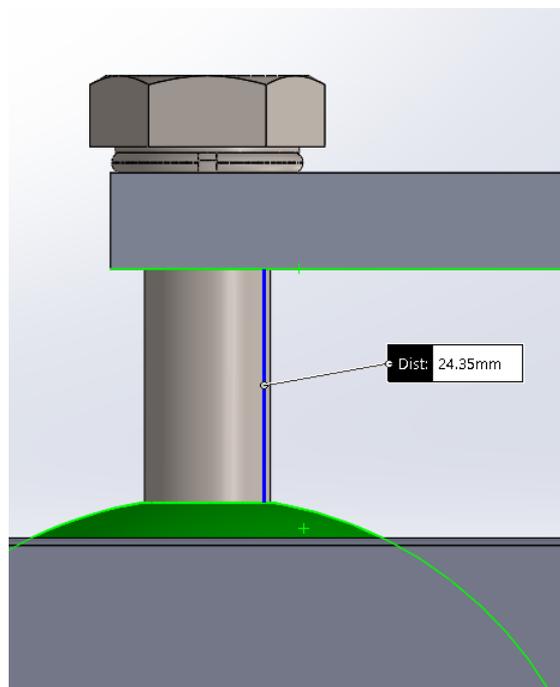


Figura 53: Distancia de entre el balancín y la esfera

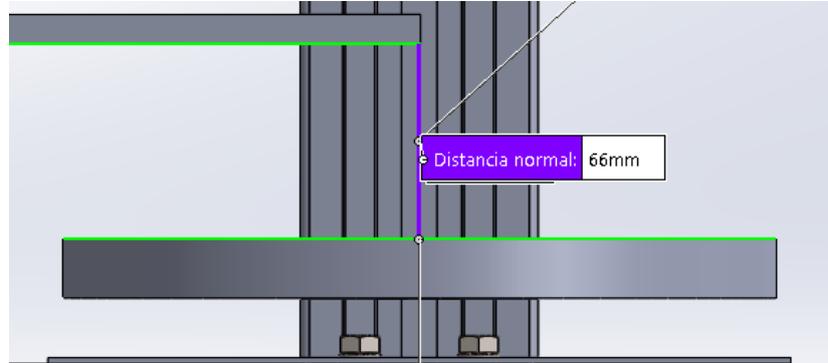


Figura 54: Distancia dl entre el balancín y el lastre

$$M = M_1 + M_2$$

$$M_1 = \frac{\mu}{420} \cdot \begin{bmatrix} 156 \cdot La & 22 \cdot La^2 & -13 \cdot La^2 & 0 & 0 \\ 22 \cdot La^2 & 22 \cdot La^3 & -3 \cdot La^3 & 0 & 0 \\ -13 \cdot La^2 & -3 \cdot La^3 & 4 \cdot La^3 + 4 \cdot Lb^3 & 13 \cdot Lb^2 & -3 \cdot Lb^2 \\ 0 & 0 & 13 \cdot Lb^3 & 156 \cdot Lb & -22 \cdot Lb^2 \\ 0 & 0 & -3 \cdot Lb^3 & -22 \cdot Lb^2 & 4 \cdot Lb^3 \end{bmatrix}$$

El parámetro μ es la densidad lineal del balancín y se mide en kg/m. Se calcula de la siguiente manera:

$$\mu = \rho \cdot A$$

Tomando como densidad del aluminio 2700 kg/m^3 ([23]) se tiene:

$$\mu = 2700 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 1,08 \text{ kg/m}$$

$$M_2 = \begin{bmatrix} me & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & me \cdot de^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & ml & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & ml \cdot dl^2 \end{bmatrix}$$

Con esto finalmente se obtiene:

$$M = \begin{bmatrix} 2,42 & 2 \cdot 10^{-4} & -1,01 \cdot 10^{-4} & 0 & 0 \\ 2 \cdot 10^{-4} & 1,4 \cdot 10^{-3} & 0 & 0 & 0 \\ -1,01 \cdot 10^{-4} & 0 & 3,47 \cdot 10^{-2} & 7,52 \cdot 10^{-2} & -2,60 \cdot 10^{-2} \\ 0 & 0 & 7,52 \cdot 10^{-2} & 8,10 & -1,27 \cdot 10^{-1} \\ 0 & 0 & -2,60 \cdot 10^{-2} & -1,27 \cdot 10^{-1} & 36,74 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix}$$

- **Definición de la aceleración**

Se modela la aceleración de la gravedad como una aceleración descendente en los grados de libertad 1 y 4. Se define como un escalón que se aplica en el instante inicial y se mantiene hasta que la esfera asciende 2 cm y por tanto se libera el arnés.

$$F = [-g \ 0 \ 0 \ -g \ 0] = [-9,81 \ 0 \ 0 \ -9,81 \ 0]$$

- **Resolución mediante ode15s**

Para un sistema sin amortiguamiento como el de este caso la ecuación diferencial que lo define es la siguiente:

$$Mu''(t) + Ku(t) = 0$$

En la que M es la matriz de masa, K la matriz de rigidez y u el vector de desplazamientos.

Para resolver dicha ecuación diferencial numéricamente, se transformará en un sistema de primer orden mediante un integrador similar al Runge-Kutta.

Si bien el más empleado para esto es ode45, debido a la diferencia entre las frecuencias naturales (problema rígido) no es capaz de llegar a una solución. Por ello se ha empleado ode15s, un integrador más estable para grandes diferencias de frecuencias ya que da “saltos” mayores en la integración. Además, se han modificado algunos ajustes para mejorar la eficiencia de este solver. [24] [25]

El código completo se encuentra en el capítulo de anexos.

Con ello se obtiene que el sistema tarda 0,3366 segundos en liberar las cuerdas. Se ha graficado la evolución temporal de la distancia recorrida (Figura 55).

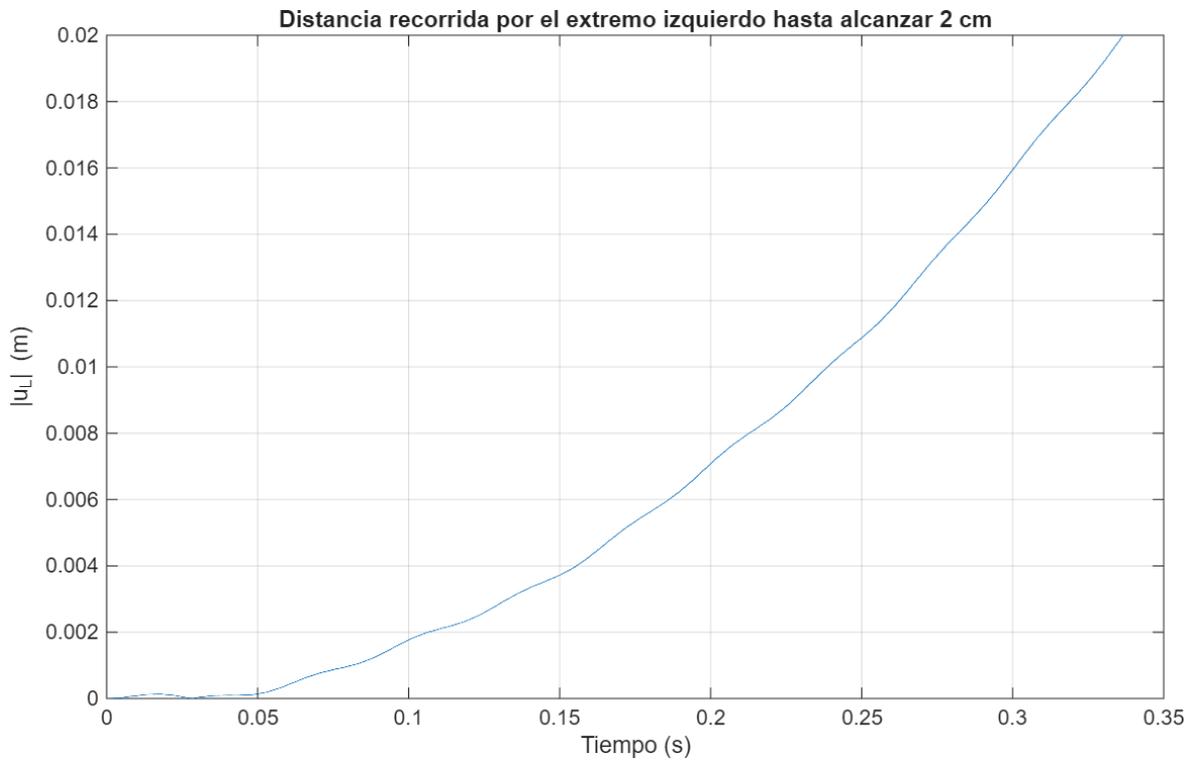


Figura 55: Evolución temporal del desplazamiento del extremo izquierdo

4.4 BORDILLO Y ELEMENTOS DE VEHÍCULO

Se diseñarán para representar de la forma más fehaciente posible la colisión entre el patinete y dichos elementos en un incidente real.

4.4.1 BORDILLO

Se supondrá una altura del bordillo de 12 cm. [26]

Se comparará un bordillo y se fijará mediante tornillos, arandelas y tuercas autoblocantes M12 al trineo.

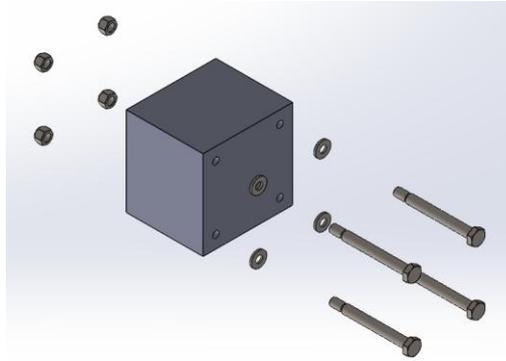


Figura 56: Bordillo y su montaje

4.4.2 ELEMENTOS DE VEHÍCULO

Se incluirán elementos reales de vehículo (puerta, maletero o capó) contra los que impactará el patinete. Se diseñará una sujeción para dichos elementos.

4.4.2.1 Estudio de la respuesta frente a la colisión

Se someterá a estudio el comportamiento del coche con el que impacta el patinete para así diseñar de forma acorde el sistema que emule su comportamiento.

Los datos que se emplearán son los siguientes:

- Masa del coche (m_c) = 1500 kg
- Masa del patinete con ocupante (m_p) = 113 kg
- Velocidad inicial del patinete (v_{p0}) = 25 km/h
- Coeficiente de rozamiento del coche con el asfalto (μ) = 0,7
- Aceleración debida a la gravedad (g) = 9,81 m/s²

Asumiendo que se conserva el momento lineal y que el choque es perfectamente elástico:

Conservación del momento lineal:

$$m_p v_{p0} = m_p v_{pf} + m_c v_{cf}$$

Conservación de la energía cinética:

$$\frac{1}{2} m_p v_{p0}^2 = \frac{1}{2} m_p v_{pf}^2 + \frac{1}{2} m_c v_{cf}^2$$

Despejando y sustituyendo se llega a:

$$v_{cf} = \frac{2m_p}{m_p + m_c} v_{p0} = 0,972 \text{ m/s} = 3,503 \text{ km/h}$$

A continuación, se plantea el equilibrio de fuerzas en el coche para hallar la aceleración que se opone al impulso causado por el patinete.

Tras la colisión se tiene:

$$\sum F = m_c \cdot a \rightarrow Fr = m_c \cdot a \rightarrow m_c \cdot \mu \cdot g = m_c \cdot a \rightarrow a = \mu \cdot g = 6,87 \text{ m/s}^2$$

Se calcula el tiempo que tarda el vehículo en detenerse:

$$t = \frac{v_{cf}}{a} = 0,142 \text{ s}$$

Y por último se calcula la distancia recorrida por el coche antes de detenerse por completo:

$$x = v_{cf} \cdot t - \frac{1}{2} a t^2 = 0,069 \text{ m} = 6,89 \text{ cm}$$

Ahora se estimará el giro del chasis respecto del centro de masas del coche tras el impacto del patinete.

Los datos que se utilizarán además de los anteriores son:

-Alto del coche (h) = 1,5 m

-Ancho del coche (b) = 1,8 m

-Distancia entre la zona de impacto y el centro de masas del coche (d) = 0,25 m

Con las dimensiones del coche se calcula la inercia de este, aproximándolo como un prisma rectangular macizo:

$$I = \frac{(h^2 + b^2) \cdot m_c}{12} = 686,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

En primer lugar, se calcula el impulso angular:

$$L = d \cdot m_p \cdot V_{p0} = 196,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$$

Con el resultado previo se calcula la velocidad angular del coche respecto de su centro de masas:

$$\omega = \frac{L}{I} = 0,28 \text{ rad/s}$$

Y, por último, el ángulo girado, considerando que la velocidad angular permanece constante y que el tiempo de impacto es de 0,5 segundos:

$$\theta = (\omega \cdot t) \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right) = 8,19^\circ$$

Teniendo en cuenta que tanto el desplazamiento como el giro son despreciables, se fijarán los elementos del vehículo en un marco rígido.

4.4.2.2 Diseño

El marco estará compuesto por perfiles de aluminio extruido que se fijarán al trineo mediante pletinas de aluminio atornilladas. La estructura constará de dos pilares 40X40 de 2,4 m de alto. Se fija esta altura para poder aprovechar esta estructura para fijar la red de seguridad, cuyos diseño y disposición se explicarán más adelante. Los pilares estarán comunicados entre sí por perfiles en horizontal. Estos últimos se fijarán a los pilares mediante escuadras 40X40, con sus consiguientes tornillos, arandelas y tuercas M8.



Figura 57: Estructura de sujeción de elementos de automóvil

Dependiendo del elemento a fijar en el marco se acercarán o alejarán los perfiles dispuestos horizontalmente.

Los anclajes al marco se harán practicando agujeros en el elemento de carrocería a emplear y pasando por dichos agujeros tornillos M8 que serán fijados mediante escuadras 40X40 al perfil.

La carrocería se fijará según su forma real de anclaje. Así en el caso de la puerta, esta se fijará de sus laterales en ambos pilares. Por otro lado, la parte trasera de un coche se fijará en los dos perfiles horizontales. Por último, en caso de emplear el capó de un coche habría que incluir otra estructura de sujeción y fijarlo entre dos perfiles horizontales.

Debido a que se incorporarán elementos reales de la carrocería de un automóvil, se considera que no serán necesarios elementos adicionales de rigidez o amortiguamiento. Además, se ha comprobado que, en otros ensayos de impacto, no fijan estos elementos.

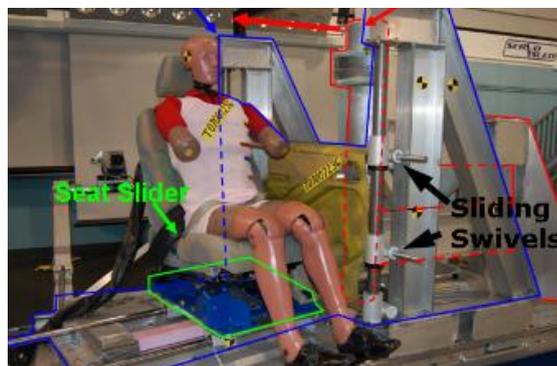


Figura 58: Disposición de la carrocería en ensayo con trineo[27]

4.4.2.3 Dimensionamiento

Perfiles:

Se comprobará que los perfiles de aluminio elegidos (40X40) de 2,4 m de altura son capaces de soportar la aceleración producida por el trineo.

En primer lugar, asumiendo que el patinete y el ocupante tienen una masa conjunta de 100 kg y asumiendo un frenado de 0 a 25 km/h en 0,1 segundos se tiene:

$$a = \frac{25 \cdot \frac{1000}{3600}}{0,1} = 69,44 \frac{m}{s^2}$$

Para estimar la fuerza sufrida primero se calcula la carga inercial por metro que es:

$$w = \rho \cdot A \cdot a \text{ (N/m)}$$

Siendo A el área del tubo y a la aceleración.

Para un perfil 40X40 se tiene:

$$A = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Tomando como densidad lineal del perfil 1,5 kg/m y para la aceleración de 69,44 m/s² se tiene:

$$\rho = \frac{\rho_l}{A} = \frac{1,5}{5,6 \cdot 10^{-4}} = 2678,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$w = 103,5 \text{ N/m}$$

Teniendo eso y sabiendo que el esfuerzo crítico es el flector y se producirá en la base se tiene:

$$Mf = \int_0^h w \cdot x \cdot dx = w \cdot \frac{h^2}{2}$$

Siendo h la altura de los perfiles.

Con $h=2,4$ m se tiene:

$$Mf = 298,08 \text{ Nm}$$

Por último, se calcula la tensión:

$$\sigma = \frac{Mf}{Z}$$

Para la sección cuadrada ya descrita:

$$Z = 4,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Con esto resulta una tensión 66,24 MPa, que queda lejos del límite elástico del aluminio proporcionado por el fabricante (195 MPa).

Pletinas:

Se analizará la tensión sufrida por el impacto del patinete para así dimensionar el grosor de la pletina y el número de tornillos.

En primer lugar, asumiendo que el patinete y el ocupante tienen una masa conjunta de 100 kg y asumiendo un frenazo de 0 a 25 km/h en 0,1 segundos se tiene:

$$a = \frac{25 \cdot \frac{1000}{3600}}{0,1} = 69,44 \frac{m}{s^2}$$

Por tanto, la fuerza que ejerce el patinete es:

$$F = m \cdot a = 100 \cdot 69,44 = 6944 \text{ N}$$

Si se asume que cada pilar absorberá la mitad de esa fuerza y que habrá dos pletinas en cada pilar se tiene:

$$F = \frac{6944}{4} = 3472 \text{ N}$$

A continuación, se prueba a calcular la fuerza sufrida en caso de emplear cuatro tornillos:

$$F_t = \frac{3472}{4} = 868 \text{ N}$$

Fijando la longitud del brazo de la pletina en contacto con el pilar en 500 mm, las distancias entre tornillos serán:

$$d = \frac{500}{5} = 100 \text{ mm}$$

Por tanto, el momento flector sufrido en la sección crítica, que es la parte de la pletina en contacto con el trineo será:

$$M_f = F_t \cdot d \cdot (1 + 2 + 3 + 4) = 868 \text{ Nm}$$

Siendo $d \cdot (1 + 2 + 3 + 4)$ la expresión de los brazos de palanca de los tornillos 1, 2, 3 y 4 respectivamente.

Tomando como ancho de la pletina 40 mm y como límite elástico del aluminio, 240 MPa, se tiene que el espesor mínimo es:

$$e \geq \sqrt{\frac{6 \cdot M_f}{240 \cdot 40}} = 16,47 \text{ mm}$$

Finalmente, se fijará un espesor de 20 mm como ancho de la pletina, resultando en una tensión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} \cdot c}{I} = \frac{M_{m\acute{a}x} \cdot \left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{b \cdot e^3}{12}} = \frac{868 \cdot \left(\frac{20 \cdot 10^{-3}}{2}\right)}{\frac{40 \cdot 10^{-3} \cdot (20 \cdot 10^{-3})^3}{12}} = 162,75 \text{ MPa}$$

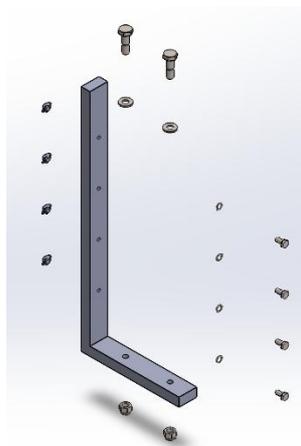


Figura 59: Pletina fijación estructura

Fijaciones al marco:

Se estudiará el número de tornillos que son necesarios para mantener el elemento de automóvil fijo y resistir el impacto del patinete.

Como ya se ha desarrollado previamente, la fuerza ejercida por el patinete en el impacto es de 6944 N. Teniendo en cuenta que las escuadras 40X40 aguantan hasta 3000 N, se utilizarán 4 de ellas para trabajar con margen de seguridad. Se colocarán 2 a 2 o bien en los perfiles verticales o en los horizontales, en función del elemento de carrocería a fijar.

A continuación, se analizará si la carrocería aguantará los esfuerzos locales de los tornillos.

Se asumirá que la carrocería es de acero de estampación, cuyo límite elástico está entre 275 y 420 MPa. [28]

Se tomará un límite elástico de 275 MPa y un espesor de 1 mm. [29]

- En primer lugar, se calcula si se produce un desgarro por proximidad con el borde.

El área al corte por tornillo es:

$$A_c = 2 \cdot t \cdot e$$

Donde t es el espesor de la carrocería en mm y e la distancia desde el borde del taladro al borde de la carrocería.

Con un espesor t de 1 mm y una distancia e de 12 mm se tiene:

$$A_c = 24 \text{ mm}^2$$

Esta área deberá ser:

$$A_c \geq \frac{F}{\tau_{adm} \cdot n}$$

Donde F es la fuerza total (6944 N), τ_{adm} , la tensión de cortadura admisible y n , el número de tornillos que se emplearán.

La tensión de cortadura admisible según el criterio de Von Mises es:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{275}{\sqrt{3}} = 158,77 \text{ MPa}$$

Con esto y con 4 tornillos se tiene:

$$A_c \geq 10,93 \text{ mm}^2$$

Por tanto, con esta configuración no se producirá desgarro por proximidad con el borde.

- A continuación, se calcula si se produce un desgarro entre tornillos:

En este caso, el área que se requiere es:

$$A_c = 2 \cdot t \cdot (s - d)$$

Donde t es el espesor de la carrocería, s , la separación entre los centros de los tornillos y d , el diámetro del taladro.

Para una distancia s de 30 mm y los otros valores ya comentados se tiene:

$$A_c = 44 \text{ mm}^2$$

Esta área deberá ser:

$$A_c \geq \frac{F}{\tau_{adm} \cdot n}$$

$$A_c \geq 10,93 \text{ mm}^2$$

Con esto se verifica que la distancia entre tornillos es suficiente para evitar el desgarro.

- Por último, se calcula si se produce un aplastamiento en la zona del tornillo:

Para este caso se calcula el área de aplastamiento que es:

$$A_{apl} = t \cdot d$$

Donde t es el espesor de la carrocería y d , el diámetro del taladro.

Como los tornillos son M8, d es 8 mm con lo que se tiene:

$$A_{apl} = 8 \text{ mm}^2$$

Esta área deberá ser:

$$A_{apl} \geq \frac{F}{\sigma_{adm} \cdot n}$$

Donde F es la fuerza total, σ_{adm} , la tensión admisible y n , el número de tornillos que se emplearán.

Con una σ_{adm} de 275 MPa y con los otros valores ya comentados se tiene:

$$A_{apl} \geq 6,31 \text{ mm}^2$$

Por tanto, tampoco no se producirá aplastamiento en la zona del tornillo.

4.5 RED DE SEGURIDAD

Como se comentó al describir los objetivos del proyecto, se debe diseñar e incorporar una protección con el fin de que impida que salga nada disparado del trineo y dañe algún elemento externo. Para ello se instalará una red que rodeará al trineo.

4.5.1.1 Diseño

Se empleará una red de seguridad normalmente utilizada en obras para evitar que los escombros caigan a la vía pública. El perímetro de la red será de 7,6 m (2,4x2+1,4x2) y se extenderá desde el suelo del trineo hasta 2,4 m de altura. Suponiendo que el ocupante subido

al patinete tendrá una altura de 2 m, se considera la altura previamente comentada como suficiente.

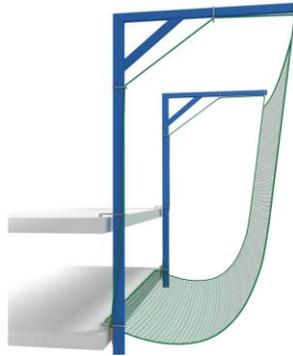


Figura 60: Red de seguridad [30]

Para fijar la red se aprovechará el marco destinado a fijar los elementos del vehículo con el que ensayar, y se añadirán dos postes de las mismas dimensiones en el otro extremo del trineo.



Figura 61: Postes de sujeción de la red de seguridad

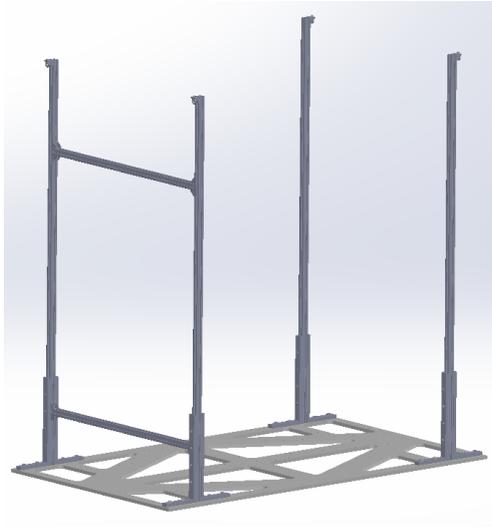


Figura 62: Sistema completo de sujeción de red sobre el trineo

En las partes superiores de los perfiles se fijarán escuadras, a las que a su vez se añadirán cáncamos de alta resistencia para atar la red.

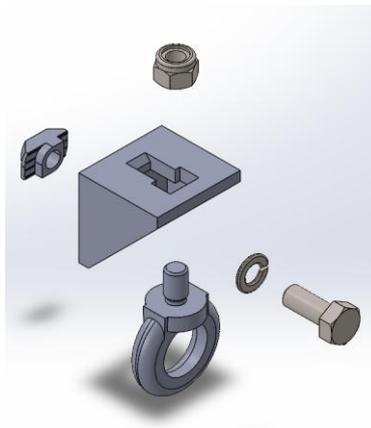


Figura 63: Montaje de cáncamo en escuadra

Por último, como ya se demostró previamente, tanto los perfiles como sus sujeciones son capaces de aguantar las condiciones del ensayo.

Capítulo 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se hará un resumen acerca de los sistemas desarrollados, así como la interacción de unos con otros y su aportación al ensayo de impacto de usuario de patinete eléctrico.

5.1 SISTEMAS DE SOPORTE

Entre estos sistemas se encuentran todos aquellos implicados en mantener tanto al ocupante como al patinete en la posición que se desee hasta el inicio del ensayo.

Estructura de soporte:

Se diseñó una estructura que rodea el trineo y de la que se sujetará al ocupante por medio de un arnés. Este diseño se hizo tratando de que la estructura no interfiriese en la visibilidad del ensayo, para que este pueda ser grabado sin complicaciones.

La estructura está compuesta por perfiles de aluminio extruido, que son fijados entre sí mediante escuadras y sus consiguientes tornillos y tuercas de cabeza de martillo. Se trata de una construcción con cuatro pilares de 3 metros de alto, un ancho de 2,4 m y una luz de 3 m

Dispone de ruedas con freno para poder desplazarla y posicionarla en el lugar deseado.

Se le añadieron perfiles horizontales extra para aumentar su rigidez, así como arriostramientos de aluminio.

Por último, se dimensionó para soportar un lastre de 200 kg (frente a los 100 kg estimado de peso real del ocupante más el patinete).

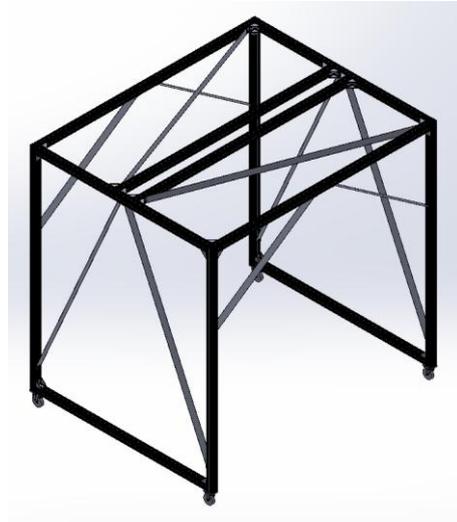


Figura 64: Estructura de soporte

Soporte patinete:

Con el fin de mantener el patinete vertical hasta que comience el ensayo, se diseñó un soporte con geometría de cuña. Este cuenta con rodillos en sus caras para minimizar la fricción causada al patinete y que por tanto la interferencia con el desarrollo del ensayo sea ínfima. Se incluirán dos de estos y se fijarán al trineo.

El soporte se fabricará mediante impresión 3D por medio de la impresora a disposición, Prusa MK4S, y los rodillos se fijarán por medio de insertos.

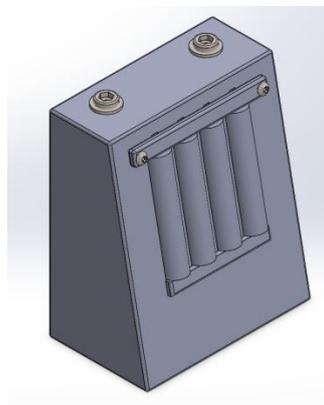


Figura 65: Soporte patinete

Sistema de sujeción y accionamiento:

Como complemento indispensable para la estructura de soporte se desarrolló un mecanismo que permitiese tanto fijar el arnés que sostiene el peso del ocupante, como liberarlo en el momento de inicio del ensayo.

Si bien lo más común en ensayos de impacto de motocicletas o patinetes es sostener el conjunto mediante un electroimán, que libera el peso al iniciar el ensayo, debido a que este ensayo en particular se desarrolla en un trineo inverso, por los elementos de iluminación y grabación presentes y su localización, se buscó evitar que el electroimán sujetase directamente el peso del conjunto.

Para ello, se configuró una pieza con un agujero cónico para que sostuviese el arnés al encajar una esfera en el agujero. La pieza es de PLA y sería impresa en 3D.

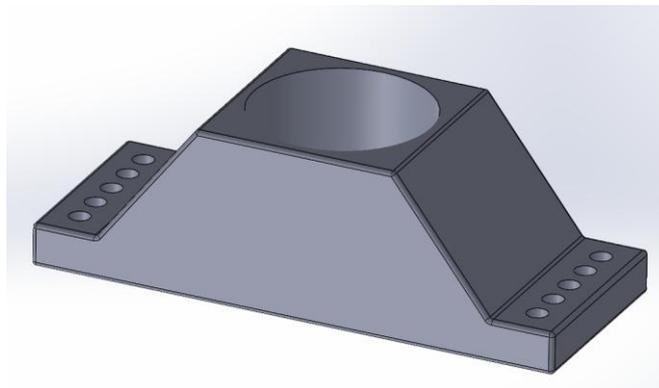


Figura 66: Prototipo con agujero cónico

Para liberar la esfera, se planteó un balancín que por su relación de brazos de palanca amplificase la caída de un lastre en uno de sus extremos para que el otro tirase y soltase la esfera. El lastre estará inicialmente sujeto por el electroimán, que al comenzar el ensayo se abrirá e iniciará el proceso anteriormente descrito. Este balancín se ubicará en la parte superior de la estructura de soporte, y aprovechará los perfiles ya existentes. La parte del lastre descansará sobre la parte superior del pórtico, y no caerá ningún elemento de la parte superior, más allá del arnés.

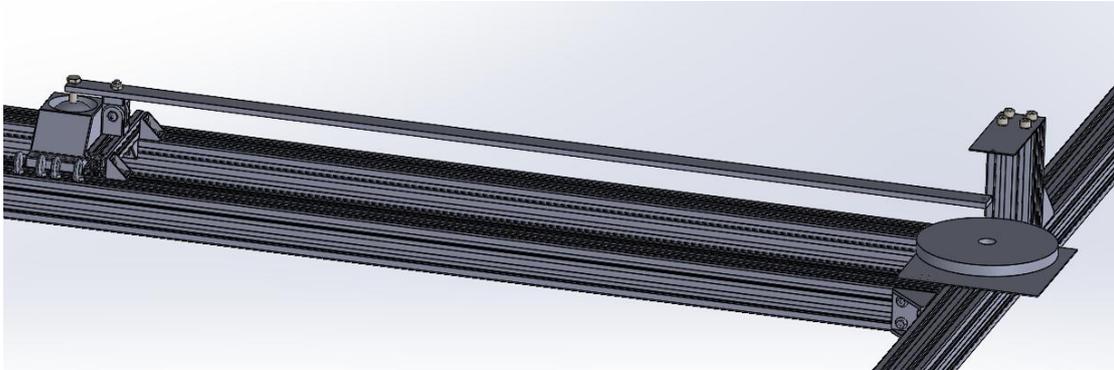


Figura 67: Sistema de sujeción y accionamiento

5.2 BORDILLO Y ELEMENTOS DE VEHÍCULO

Para aumentar el realismo del ensayo, se estudió la manera de incluir en el trineo elementos que pudieran verse involucrados en un incidente, como un bordillo y las partes de un vehículo.

Bordillo:

Se seleccionó un bordillo que se fijará en el trineo por medio de tornillería. Sus dimensiones serán de 12X14X14 cm, siendo 12 la altura.

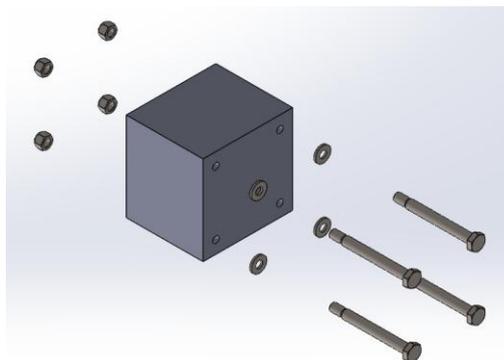


Figura 68: Bordillo

Elementos de vehículo:

Para implementar partes de coche se hizo un análisis teórico de una colisión entre un patinete y un coche. Tras este análisis, se consideró despreciable tanto el desplazamiento como el giro sufridos por el coche al recibir el impacto del patinete. Por esto, se decidió sostener los elementos con una estructura rígida, que no permitiese ni el desplazamiento ni el giro, visto lo mínimos que son.

Finalmente se planteó un marco compuesto por perfiles de aluminio unidos por escuadras y tornillería. Los pilares del marco se fijarán al trineo mediante pletinas de aluminio que estarán a su vez fijadas por tornillos.

El marco se podrá adaptar en función de las dimensiones del elemento a utilizar en el ensayo.



Figura 69: Sujeción elementos de vehículo

A los elementos del automóvil se les practicarán taladros para fijarlos mediante escuadras, y la disposición de estas dependerá del elemento a incluir.

No se les añadirán elementos de rigidez o amortiguamiento ya que se considera que dichos elementos ya se comportan de manera realista.

5.3 RED DE SEGURIDAD

Por último, se planteó la implementación de una red que rodease al trineo e impidiese que ningún objeto que participase en el ensayo pudiese causar daños. La red elegida fue una de las que se emplean típicamente en obras y se fijará mediante cáncamos a los extremos de los postes. Se aprovechará el marco de los elementos de vehículo como dos de los postes, y se incluirán dos más que también serán perfiles de aluminio extruido y fijados por pletinas.

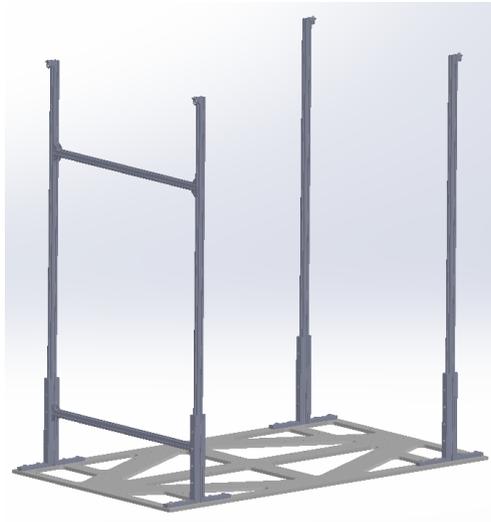


Figura 70: Sistema de sujeción de red de seguridad sobre el trineo

5.4 CONJUNTO FINAL

El diseño final es el que se ve en la Figura 68, en el que se han incorporado todos los elementos y sistemas previamente comentados.

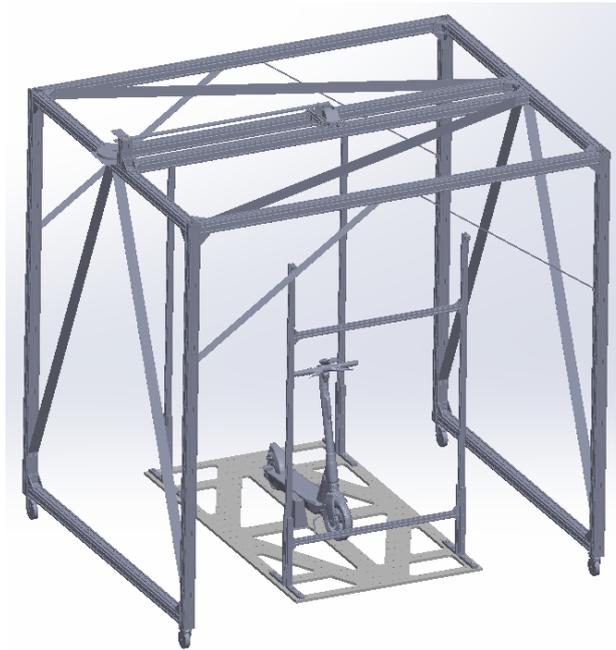


Figura 71: Diseño final

Capítulo 6. CONCLUSIONES

6.1 ANÁLISIS DE LOS OBJETIVOS

Se realizará revisión para evaluar en qué medida se han satisfecho los objetivos propuestos inicialmente.

En primer lugar, se ha logrado desarrollar un conjunto de estructuras que cumplen con la función de mantener al ocupante y al patinete en la posición deseada hasta el inicio del ensayo. Además, estas estructuras interfieren lo mínimo posible y permiten liberar el conjunto sin arrojar nada al trineo. De este modo, se da por cumplido el primer objetivo.

En segundo lugar, se han diseñado mecanismos para la implementación tanto de un bordillo como de elementos de un vehículo. Cabe señalar que la forma de implementar los elementos del coche ha sido mediante un marco rígido, debido a que se han considerado despreciables el desplazamiento y giro de un coche al ser impactado por un patinete. Asimismo, finalmente se ha decidido no implementar muelles o mecanismos de amortiguación puesto que, al emplear componentes reales de un vehículo, se ha considerado que estas partes ya reproducen el comportamiento requerido. Con ello, queda logrado el segundo objetivo.

Por último, se implementó una red que impide que los elementos implicados puedan salir despedidos fuera del trineo durante el ensayo. De esta manera, se cumple el tercer y último objetivo.

6.2 PRESUPUESTO DEL PROYECTO

Se ha elaborado una estimación económica en detalle de cada una de las partes que integran este proyecto.

El desglose de costes directos es el siguiente:

- Estructura de soporte: 5.025,19 €
- Soporte del patinete: 191 €
- Sistema de sujeción y accionamiento: 340,89 €
- Bordillo y elementos de vehículo: 393,52 €
- Red de seguridad: 305,74 €

El coste directo total del diseño es de 6.256,35 €.

Adicionalmente, se han estimado los costes indirectos como el 10% de los costes directos. El total de los costes indirectos es de 625,63 €. [31] [32]

De esta manera, el coste total del proyecto asciende a 6.881,98 €.

En el capítulo de anexos queda reflejado el presupuesto completo con los costes pormenorizados de cada elemento y la amortización.

6.3 TRABAJOS FUTUROS

Para concluir, se proponen una serie de sugerencias para el diseño de futuros ensayos de impacto que involucren patinetes y un trineo invertido:

- Estudiar la manera de simplificar la estructura de soporte para tratar de implementarla en el trineo.
- Considerar los beneficios de implementar un sistema de poleas como mecanismo de accionamiento.
- Optimizar las estructuras de sujeción de los elementos de automóvil para que sean modulares. De esta forma podría agilizarse el montaje y desmontaje, además de permitir una adaptabilidad mayor a distintas situaciones.

Capítulo 7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] «Shared Micromobility Report: 2023», NACTO. Accedido: 6 de febrero de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://nacto.org/publication/shared-micromobility-report-2023/>
- [2] K. X. Farley *et al.*, «Estimated Incidence of Electric Scooter Injuries in the US From 2014 to 2019», *JAMA Network Open*, vol. 3, n.º 8, p. e2014500, ago. 2020, doi: 10.1001/jamanetworkopen.2020.14500.
- [3] T. K. Trivedi *et al.*, «Injuries Associated With Standing Electric Scooter Use», *JAMA Network Open*, vol. 2, n.º 1, p. e187381, ene. 2019, doi: 10.1001/jamanetworkopen.2018.7381.
- [4] D. Frej y M. Jaśkiewicz, «Comparison of Volunteers' Head Displacement with Computer Simulation—Crash Test with Low Speed of 20 km/h», *Sensors*, vol. 22, n.º 24, Art. n.º 24, ene. 2022, doi: 10.3390/s22249720.
- [5] S. M. Beeman, A. R. Kemper, M. L. Madigan, C. T. Franck, y S. C. Loftus, «Occupant kinematics in low-speed frontal sled tests: Human volunteers, Hybrid III ATD, and PMHS», *Accident Analysis & Prevention*, vol. 47, pp. 128-139, jul. 2012, doi: 10.1016/j.aap.2012.01.016.
- [6] S. G. Como, M. Paradiso, I. C. Campbell, C. Garman, S. Werner, y J. Wishart, «Crash Test Methodology for Electric Scooters with Anthropomorphic Test Device (ATD) Riders», *SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility*, vol. 5, n.º 1, Art. n.º 2022-01-0853, mar. 2022, doi: 10.4271/2022-01-0853.
- [7] «Decelerator Sled Testing System | Seattle Safety LLC». Accedido: 7 de febrero de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://seattlesafety.com/products/decelerator-sled-testing-system/>
- [8] H. Schinke, R. Weber, y U. Fuehrer, «PROGRAMMABLE DECELERATION DEVICES FOR AUTOMOTIVE TESTING».
- [9] M. Moran, «Salud», Desarrollo Sostenible. Accedido: 5 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/health/>
- [10] M. Moran, «Ciudades», Desarrollo Sostenible. Accedido: 5 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/cities/>
- [11] «PLACA 3842529416 | 3842529416 | Bosch Rexroth». Accedido: 7 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://store.boschrexroth.com/es/es/p/placa-3842529416>
- [12] «11AYS20C03 - 100 | Rodillo transportador Interroll de PVC con eje con eje de Ø 6mm Con muelle, rodillo de Ø 20mm x 100mm, carga máx. 90N | RS». Accedido: 7 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://es.rs-online.com/web/p/rodillos-para-transporte/2235517>
- [13] «Turmberg3D - Inserto roscado M6 (30 piezas) / M6x12,7 Casquillos roscados de latón/tuerca fusible para piezas de plástico para impresoras 3D (M6x12,7) : Amazon.es: Bricolaje y herramientas». Accedido: 7 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.amazon.es/Turmberg3D-Casquillos-roscados-pl%C3%A1stico-impresoras/dp/B09NYMQWPW/ref=sr_1_7?__mk_es_ES=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&crd=32JP0ZYX1CGNA&dib=eyJ2IjojMSJ9.YgleKyx3T

- D9oMHcjKzHXN5opVKjOsx1KmMztKzSh8CB-
uTxKIWRny1hbflNKAbsk7IAmoHKeK5WLo9SCsW7TJIXVwtTbe7Hst6-B7e-
ZEdrugSHrJztUfkZcqyJLu_INDjLJPTW7IbvdAZsd-
ADHxMAVxdPx0zm1zsYizWQ6apa2qs4PrGVBH-
gAHuaq4PaqnLUKf1fNFs9aOPgWWm_2zFL73Qm7FN82eCxOi51OP4gp8567Tah8
lCfs36pZr4GPjLcJDkrQ67ldsczySa2CRZ7PFyyPbtzG1s9YOJ7_peWHAcOJIBup7p
wqH3_BSDaaIgehrmmqiD9p6YUaGfinrOUaqrD5GuMAI9Pcm1GHM83UnmfTFw
W4NmW62ZG9mKyBxSlz2Gg4rCuL_eW6PyPKNSIzRHW11ajOjCQSc6jqj0MZA
L7HUdiKgA_YIp2JcBaa.biWps1109MlcvqQF88StAGnZUuh47lr2OoGPwtkq12U&d
ib_tag=se&keywords=inserto%2Ba%2Bpresi%C3%B3n%2BM6&qid=1741020460
&sprefix=inserto%2Ba%2Bpresi%C3%B3n%2Bm6%2Caps%2C103&sr=8-7&th=1
- [14] «Insertos roscados para plásticos: Tipos y consejos de selección», Xometry Pro. Accedido: 7 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://xometry.pro/es/articulos/insertos-roscados-para-plasticos/>
- [15] «ruthex Inserto roscado M8 – 20 casquillos roscados de latón RX- M8x12.7 – tuerca de inserción para piezas plásticas – tuercas moleteadas para embutir en piezas de impresora 3D por calor o ultrasonidos: Amazon.es: Bricolaje y herramientas». Accedido: 7 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.amazon.es/ruthex-Inserto-roscado-casquillos-ultrasonidos/dp/B085X28168/ref=sr_1_4?__mk_es_ES=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&crid=33DZUEB1QZLPA&dib=eyJ2IjoiMSJ9.jwKpHWazA4BhKX5EZM77AKg-dlNUWlZjLjdf9Yv7CgObOt2sHd7IrN46uiWZz8oKD2_JquPr3-K5EhzEz3ioIzOi-cDTSNdpQLArjPzpt3RYIIN2PDJ21Iwf4O11qSjqEkhyu8jpFpXUjKC1tDUCDNVEnqLQTVKTVBISzzvkWY9jSm46oLgSHzyndnLy_JeHSQqOVsd3Ej8wpROk2vpbr7s5p5DgtuAEgHODmqiuwKOVbhBSCIMhF-tGZdlaTiAfesy54zbx6EbXDnJY4qpdAJQpMKSqLdRmyoX5BEh6xY.YahWcPIr86YcI6rvE9MPk2oz-c4wu-6pVPnRrW6uBoQ&dib_tag=se&keywords=inserto%2Ba%2Bpresi%C3%B3n%2BM8&qid=1754570963&sprefix=inserto+a+presi%C3%B3n+m8%2Caps%2C152&sr=8-4
- [16] mecyplastec, «Límite elástico del aluminio: características y aplicaciones», Mecyplastec. Accedido: 23 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://mecyplastec.es/limite-elastico-del-aluminio-caracteristicas-y-aplicaciones-en-la-industria/>
- [17] «Arandela cónica macizo Inoxidable A2 M12», Tornillos Express. Accedido: 9 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.tornillos-express.es/arandela-conica-hueca-inoxidable-a2-nfe-27619/2860-245316-arandela-conica-macizo-inoxidable-a2-m12-3663072168824.html?>
- [18] «Acero inoxidable A2: propiedades, características y comparación - SteelPRO Group». Accedido: 9 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://steelprogroup.com/es/stainless-steel/grades/grade-a2/>
- [19] «Cáncamo macho DIN-580 alta resistencia», Suministros Indust. Entaban, S.A. Accedido: 9 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://entaban.es/cancamos/4063-cancamo-macho-din-580-alta-resistencia.html>

- [20] «TUERCA CABEZA MARTILLO 3842530287 | 3842530287 | Bosch Rexroth». Accedido: 9 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://store.boschrexroth.com/es/es/p/tuerca-cabeza-martillo-3842530287>
- [21] JLewis, «What is Thread Engagement? | Associated Fastening», Associated Fastening Products, Inc. Accedido: 9 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.associatedfastening.com/blog/what-is-thread-engagement/>
- [22] «Rules of Thumb for Thread Engagement». Accedido: 9 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.fieldfastener.com/blog/2018/03/13/rules-of-thumb-for-thread-engagement>
- [23] «ASM Material Data Sheet». Accedido: 23 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: https://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061T91&utm_
- [24] «Elegir un solver de ODE - MATLAB & Simulink». Accedido: 9 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://es.mathworks.com/help/matlab/math/choose-an-ode-solver.html>
- [25] «ode15s - Solve stiff differential equations and DAEs — variable order method - MATLAB». Accedido: 9 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://es.mathworks.com/help/matlab/ref/ode15s.html>
- [26] «[Artículo] La altura del bordillo - GEA21». Accedido: 21 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.gea21.com/articulo-la-altura-del-bordillo/>
- [27] J. Dix, H. Lee, y D. Stein, «A VALIDATED OBLIQUE POLE SIDE IMPACT SLED TEST METHOD FOR ANALYZING OCCUPANT RESPONSE».
- [28] Auto/Steel Partnership, *High Strength Steel Stamping Design Manual*. [En línea]. Disponible en: https://www.a-sp.org/wp-content/uploads/2020/08/High_Strength_Steel_Stamping_Design_Manual.pdf
- [29] A. Gullino, P. Matteis, y F. D’Aiuto, «Review of Aluminum-To-Steel Welding Technologies for Car-Body Applications», *Metals*, vol. 9, n.º 3, p. 315, mar. 2019, doi: 10.3390/met9030315.
- [30] «RED DESEGURIDAD SISTEMA». Accedido: 12 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.obramat.es/productos/red-deseguridad-sistema-v-con-nudo-4-5-mm-va2-d100-5x10-m-10628261.html>
- [31] X. F. Albiol, «Costes Directos, Indirectos, y Gastos Generales de Obra», Telematel. Accedido: 23 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.telematel.com/blog/costes-directos-indirectos-generales-obra/>
- [32] Alastair, «Direct vs. Indirect Costs: A Guide for Cost Estimators», Quantity Surveying Coach. Accedido: 23 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://quantitiesurveyingcoach.com/cost-estimating/direct-vs-indirect-costs-a-guide/>

ANEXO 1. CATÁLOGOS Y FICHAS TÉCNICAS

- Bosch Rexroth AG. *MGE 14.0 – Elementos básicos de mecánica*. Catálogo n.º 3 842 540 395. Edición julio 2019. Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, 2019.
- Bosch Rexroth AG. *Bracket 80/80*. Assembly-Technology, PDF version, 2023-08-223. Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, 2023.
- Bosch Rexroth AG. *T-nut*. Assembly-Technology, PDF version, 2023-08-223. Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, 2023.
- Bosch Rexroth AG. *Bracket 40/40*. Assembly-Technology, PDF version, 2023-08-223. Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, 2023.

ANEXO 2. CÓDIGO

```
[1] clear all
[2] close all
[3] clc
[4]
[5] %% PARÁMETROS Y MATRICES
[6] ml = 7.5; me=2.4; g = 9.81;
[7] dl = 0.066; de=0.02435; rho = 2700;
[8] b = 0.040; h = 0.010;
[9] area = b*h; mu = rho*area;
[10] E = 69e9;
[11] I = b*h^3/12;
[12] La = 0.055; Lb = 1.5;
[13]
[14] %Matriz de rigidez
[15] matK = E*I * [ 12/La^3 6/La^2 6/La^2 0 0;
[16] 6/La^2 4/La 2/La 0 0;
[17] 6/La^2 2/La 4/La+4/Lb -6/Lb^2 2/Lb;
[18] 0 0 -6/Lb^2 12/Lb^3 -6/Lb^2;
[19] 0 0 2/Lb -6/Lb^2 4/Lb];
[20]
[21] %Matriz de masas
[22] matM1 = mu/420 * [ 156*La 22*La^2 -13*La^2 0 0;
[23] 22*La^2 4*La^3 -3*La^2 0 0;
[24] -13*La^2 -3*La^2 4*La^3+4*Lb^3 13*Lb^2 -3*Lb^3;
[25] 0 0 13*Lb^2 156*Lb -22*Lb^2;
[26] 0 0 -3*Lb^3 -22*Lb^2 4*Lb^3];
[27]
[28] matM2 =[ me 0 0 0 0;
[29] 0 me*de^2 0 0 0;
[30] 0 0 0 0 0;
[31] 0 0 0 ml 0;
[32] 0 0 0 0 ml*dl^2];
[33]
[34] matM=matM1+matM2;
[35]
[36] %% ESCALONES DE ACELERACIÓN (GDLs 1 y 4)
```

```

[37] t0 = 0; tfinal = 5;
[38] vt = [t0; tfinal]; % vector de tiempos
[39] vf = [-g 0 0 -g 0; % vector de fuerzas en t=0
[40] -g 0 0 -g 0]; % vector de fuerzas en t=tfinal
[41] %% CONFIGURACIÓN DEL SOLVER -----
[42] y0 = zeros(10,1); % [q; v] inicial
[43] Mbig = blkdiag( eye(5), matM ); % matriz de masa ampliada
[44]
[45] opts = odeset('Mass',Mbig,'MStateDependence','none', ...
[46] 'RelTol',1e-6,'AbsTol',1e-9, ...
[47] 'MaxStep',1e-3, ...
[48] 'Events',@eventReach02);
[49]
[50] %'Mass' evita invertir la matriz M en cada paso y así mejora el
funcionamiento de %ode15s para un caso con espectro de frecuencia amplio.
[51] %'MStateDependence','none' Con esto el solver es más eficiente
[52] %'Events',@eventReach02 Con esto se detiene la integración cuando el
extremo %izquierdo ha subido 2 cm.
[53]
[54] f = @(t,y) rhsBal(t,y,matK,matM,vf,vt);
[55]
[56] [tSol,ySol,te,ye,ie] = ode15s(f,[t0 tfinal],y0,opts);
[57]
[58] %% GRÁFICA de distancia recorrida |u_L| hasta el evento
[59] if ~isempty(te) && ie(1)==1
[60] tEnd = te(1);
[61] else
[62] tEnd = tSol(end);
[63] end
[64]
[65] %te hace referencia al tiempo en el que la esfera ha subido
[66] %ie es el índice del evento (en este caso 1)
[67]
[68] mask = tSol <= tEnd + eps;
[69] tPlot = tSol(mask);
[70] uL = ySol(mask,1); % desplazamiento u_L
[71] dist = abs(uL); % distancia recorrida desde 0
[72]
[73] figure
[74] plot(tPlot, dist)
[75] grid on

```

```
[76] xlabel('Tiempo (s)')
[77] ylabel('|u_L| (m)')
[78] title('Distancia recorrida por el extremo izquierdo hasta alcanzar 2 cm')
[79]
[80] if ~isempty(te) && ie(1)==1
[81]     fprintf('u_L alcanza 2 cm en t = %.4f s\n', te(1));
[82] else
[83]     fprintf('u_L NO llegó a 2 cm en %.2f s\n', tfinal);
[84] end
[85]
[86]
[87] %% FUNCIONES LOCALES
[88]
[89] function r = rhsBal(t,y,K,M,v_f,v_t)
[90]     % RHS del sistema ampliado M_big * y' = F(t,y)
[91]     q = y(1:5);           % desplazamientos
[92]     v = y(6:10);         % velocidades
[93]     a = interp1(v_t,v_f,t,'previous'); % escalón
[94]     r = [ v ;
[95]           M*a - K*q ];
[96] end
[97]
[98] %Esta función construye la EDO
[99]
[100] function [value,isterminal,direction] = eventReach02(~,y)
[101]     % Evento: parar cuando gdl1 - 0.02 = 0
[102]     value      = y(1) - 0.02; % 0 cuando el gdl 1 sube 0.02 m
[103]     isterminal = 1;          % detener la integración
[104]     direction  = 1;          % sólo se da como válido si sube
[105] end
[106]
[107] %Si direction estuviese fijado en 1, daría como válido sólo si bajase 0,02
    m.
[108] % Si estuviese fijado en 0, aceptaría tanto una subida como una bajada.
```

ANEXO 3. PRESUPUESTO

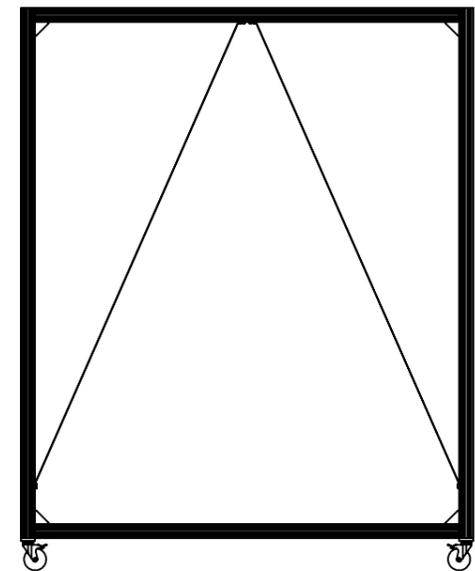
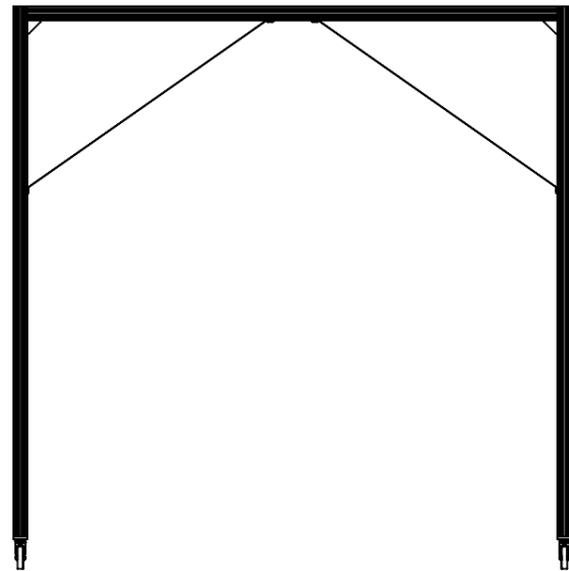
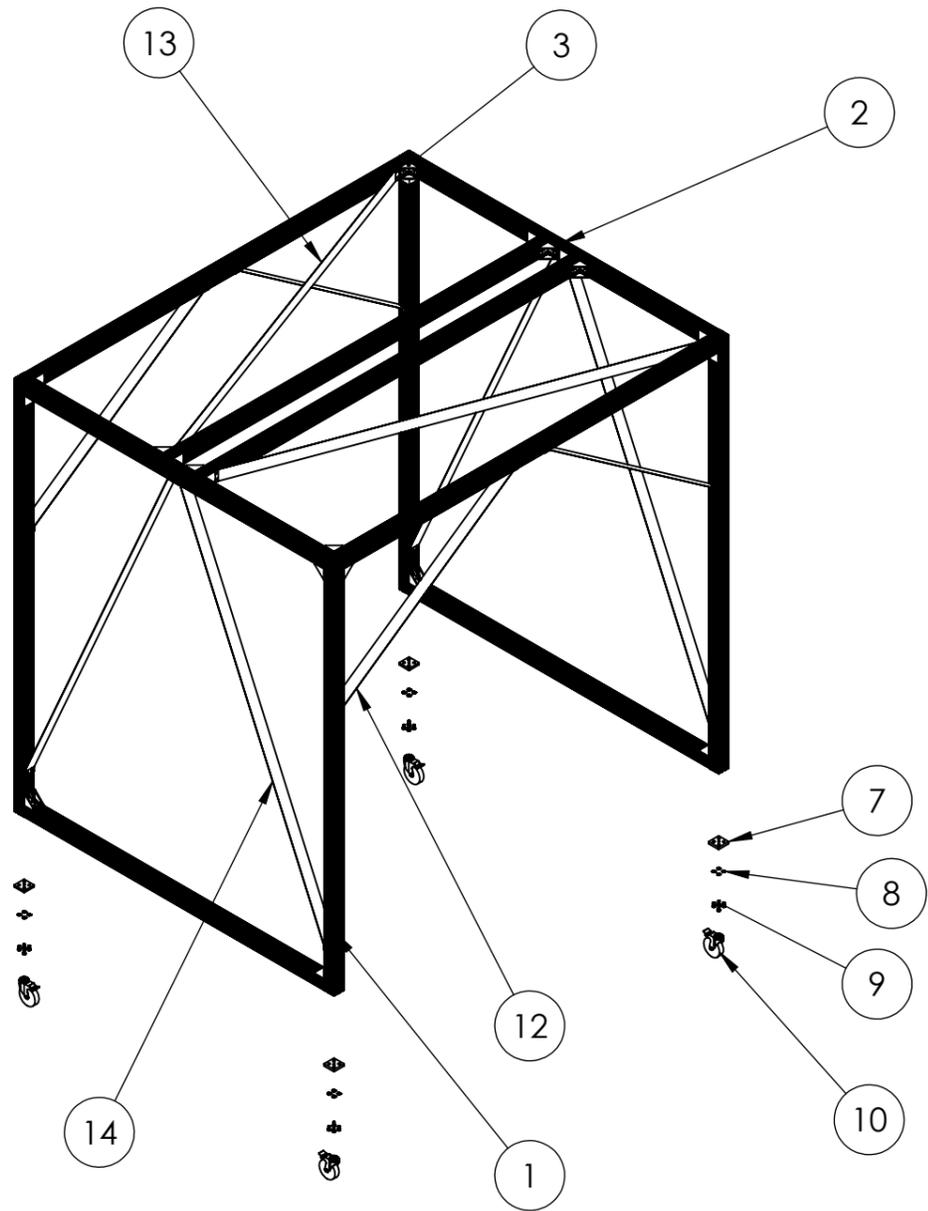
Presupuesto			
Costes directos			
Estructura de soporte			
Nombre	Precio unitario	Cantidad necesaria	Coste total
Perfil 80X80 L3000 M12	388,65 €	8	3.109,20 €
Perfil 80X80 L2400 M12	310,92 €	4	1.554,60 €
Escuadra 80X80	6,65 €	24	159,60 €
Tornillo allen M8X25	1,01 €	192	193,15 €
Arandela grower M8	0,06 €	272	16,65 €
Tuerca M8	0,21 €	272	57,01 €
Placa M12	16,12 €	4	64,48 €
Arandela grower M12	0,09 €	16	1,38 €
Tornillo allen M12X25	1,01 €	16	16,21 €
Rueda M10X25	11,85 €	4	47,40 €
Tornillo hexagonal M8X12	0,25 €	80	20,16 €
Plancha Aluminio 1 mm	9,63 €	10	96,27 €
		Total	5.025,19 €
Soporte patinete			
Nombre	Precio unitario	Cantidad necesaria	Coste total
Cuerpo soporte	38,04 €	2	76,07 €
Cierre rodillos	0,17 €	2	0,34 €
Rodillo	10,13 €	4	40,52 €
Tornillo M12X220	8,41 €	4	33,64 €

Inserto M6	<u>9,99 €</u>	4	39,96 €
Arandela Grower M12	<u>0,08 €</u>	4	0,34 €
Tornillo M6X12	<u>0,03 €</u>	4	0,12 €
		Total	191,00 €
Sistema sujeción y accionamiento			
Nombre	Precio unitario	Cantidad necesaria	Coste total
Perno M12X130	<u>1,66 €</u>	1	1,66 €
Arandela grower M12	<u>0,09 €</u>	5	0,43 €
Esfera 82	<u>20,00 €</u>	1	20,00 €
Arandela cónica M12	<u>2,90 €</u>	1	2,90 €
Tuerca hexagonal autoblocante M12	<u>0,26 €</u>	2	0,52 €
Cáncamo M8	<u>6,05 €</u>	7	42,35 €
Balancín	<u>142,44 €</u>	1	142,44 €
Articulación 40X40	<u>21,04 €</u>	1	21,04 €
Perfil 40X40 L235	<u>10,83 €</u>	1	10,83 €
Escuadra 40X40	<u>2,04 €</u>	4	8,16 €
Tornillo allen M8X20	<u>0,80 €</u>	8	6,39 €
Arandela grower M8	<u>0,06 €</u>	27	1,65 €
Tuerca M8	<u>0,21 €</u>	27	5,66 €
Tornillo allen M12X25	<u>1,01 €</u>	4	4,05 €
Pletina aluminio	<u>2,69 €</u>	1	2,69 €
Escuadra 80X80	<u>6,65 €</u>	1	6,65 €
Tornillo allen M8X25	<u>1,01 €</u>	8	8,05 €
Discos de pesas	<u>29,48 €</u>	1	29,48 €

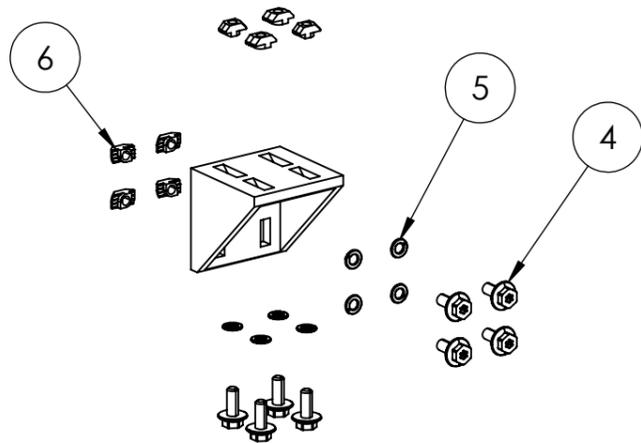
Base	4,69 €	1	4,69 €
Tornillo hexagonal M8X12	0,25 €	4	1,01 €
Inserto M8	0,60 €	4	2,40 €
Prototipo inicial	5,60 €	1	5,60 €
Prototipo final	12,25 €	1	12,25 €
		Total	340,90 €
Bordillo y elementos vehículo			
Nombre	Precio unitario	Cantidad necesaria	Coste total
Perfil 40X40 L2400	86,62 €	2	173,23 €
Perfil 40X40 L1260	45,47 €	2	90,95 €
Escuadra 40X40	2,04 €	8	16,32 €
Tornillo hexagonal M8X20	0,24 €	32	7,53 €
Arandela grower M8	0,06 €	32	1,96 €
Tuerca M8	0,21 €	32	6,71 €
Pletina aluminio	20,26 €	4	81,04 €
Tornillo hexagonal M12X50	0,70 €	8	5,62 €
Arandela M12	0,09 €	8	0,69 €
Tuerca autoblocante M12	0,26 €	8	2,06 €
Bordillo 140X140X120	3,74 €	1	0,05 €
Perno hexagonal M12X150	3,68 €	1	3,68 €
		Total	393,52 €
Red de seguridad			
Nombre	Precio unitario	Cantidad necesaria	Coste total
Perfil 40X40 L1600	86,62 €	2	173,23 €
Escuadra 40X40	2,04 €	4	8,16 €

Tornillo hexagonal M8X20	<u>0,24 €</u>	20	4,70 €
Arandela grower M8	<u>0,06 €</u>	20	1,22 €
Tuerca M8	<u>0,21 €</u>	20	4,19 €
Cáncamo M8	<u>6,05 €</u>	4	24,20 €
Tuerca autoblocante M8	<u>0,15 €</u>	4	0,61 €
Pletina aluminio	<u>20,26 €</u>	4	81,04 €
Tornillo hexagonal M12X50	<u>0,70 €</u>	8	5,62 €
Arandela M12	<u>0,09 €</u>	8	0,69 €
Tuerca autoblocante M12	<u>0,26 €</u>	8	2,06 €
		Total	305,74 €
Total			6.256,35 €
Costes indirectos			
		Total	625,63 €
Total			6.881,98 €
Costes anuales			
Años de amortización			5
Amortización anual			1.251,27 €
Costes indirectos anuales			125,13 €
Total			1.376,40 €

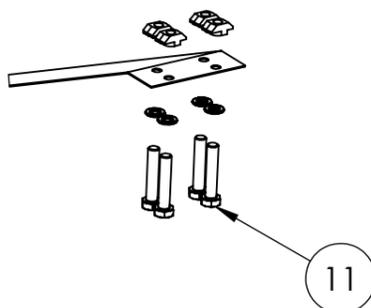
ANEXO 4. PLANOS



DETALLE 3



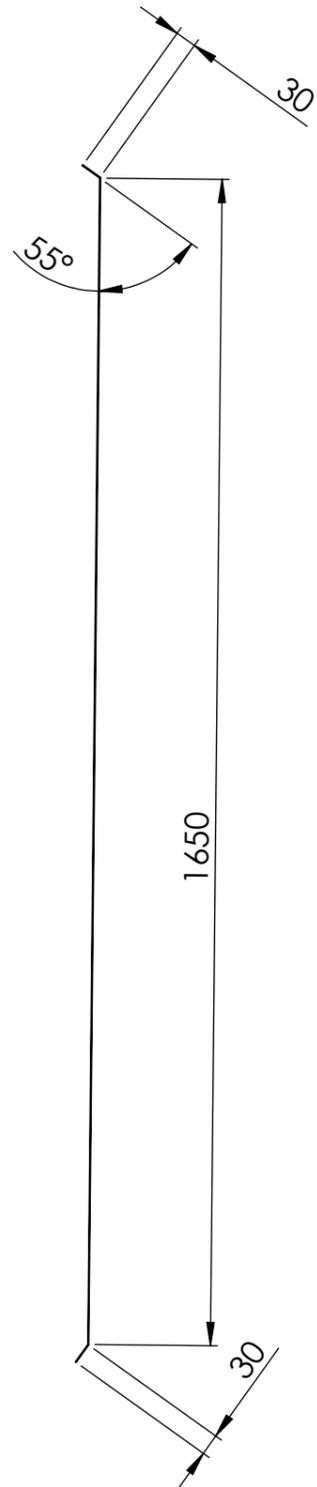
DETALLE 12, 13 Y 14



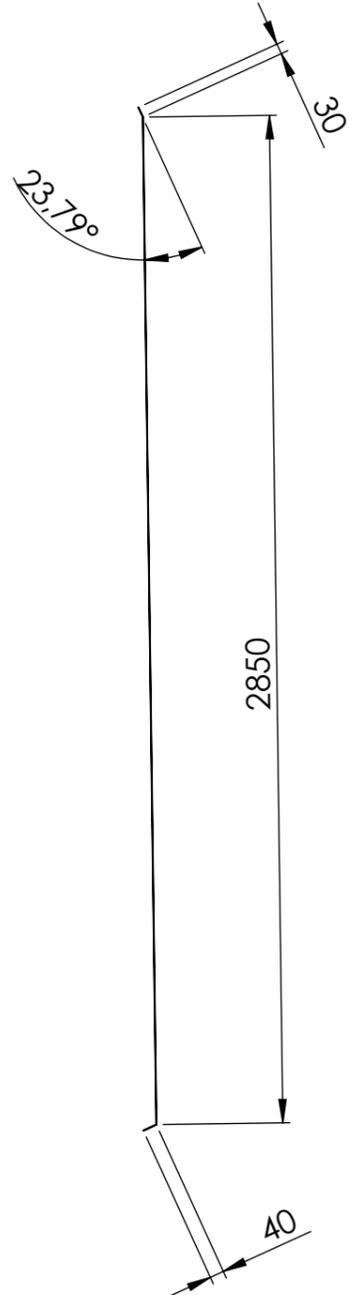
MARCA	CANTIDAD	DENOMINACIÓN
1	8	Strut Profile 80X80 L3000
2	4	Strut Profile 80X80 L2400
3	24	Escuadra 80X80
4	192	Tornillo allen M8X25
5	272	Arandela grower M8
6	272	Tuerca M8
7	4	Placa 80X80
8	16	Arandela grower M12
9	16	Tornillo allen M12X25
10	4	Rueda
11	80	Tornillo hexagonal M8X12
12	4	Arriostramiento L1722
13	4	Arriostramiento L3031
14	2	Arriostramiento L2922

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			TÍTULO:	A3	Escala:	
			Estructura de soporte	1:40		
DIBUJ.	M.A.A	M.A.A		15/03/25	TOLERANCE STANDARD: UNE-EN 22768 m-K	
VERIF.	M.A.A	M.A.A		20/03/25	Revisión: 1	
APROB.	M.A.A	M.A.A		20/08/25	MATERIAL: Aluminio	
				HOJA 1 DE 1		

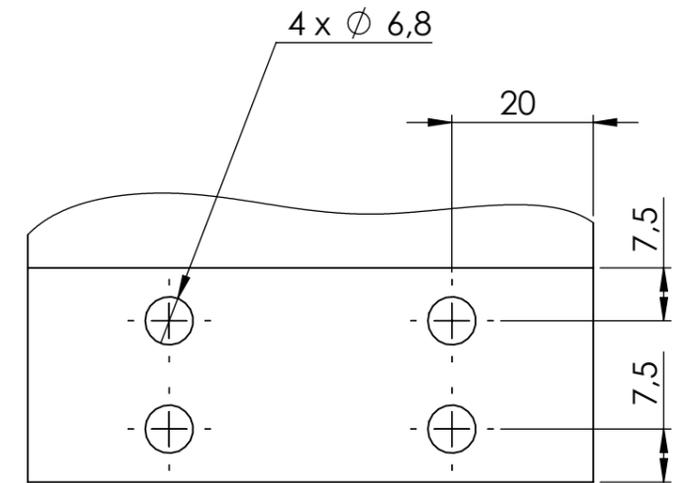
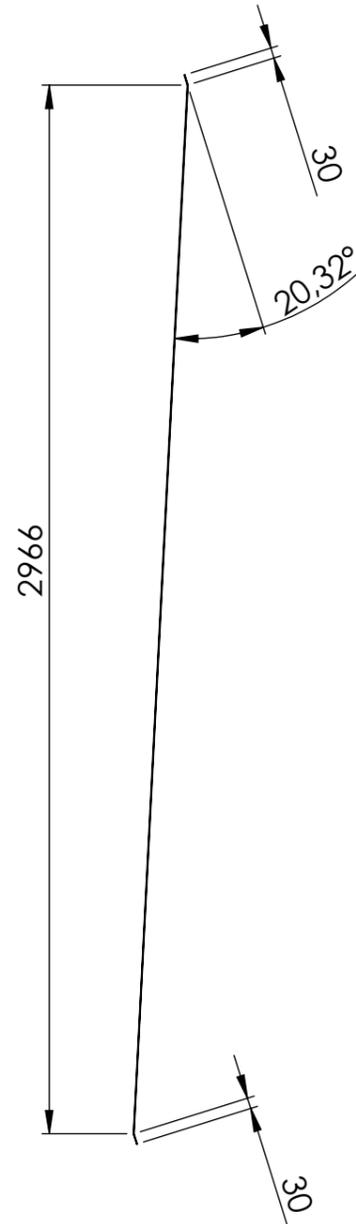
12-L1722



13-L3031



14-L2922

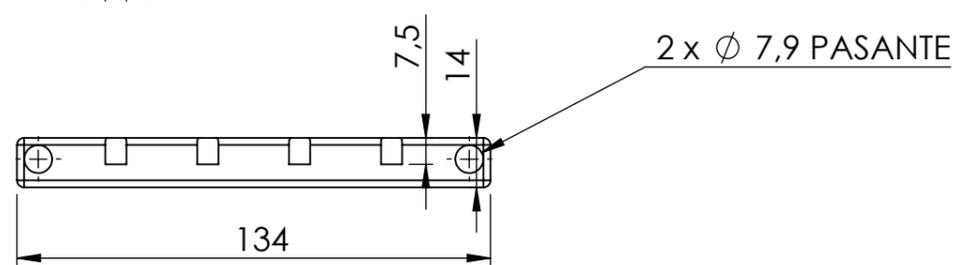
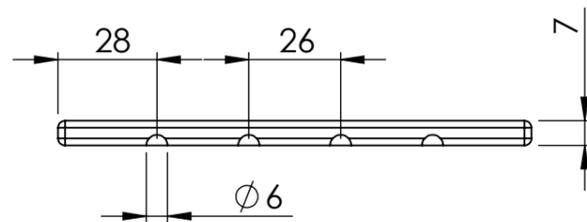
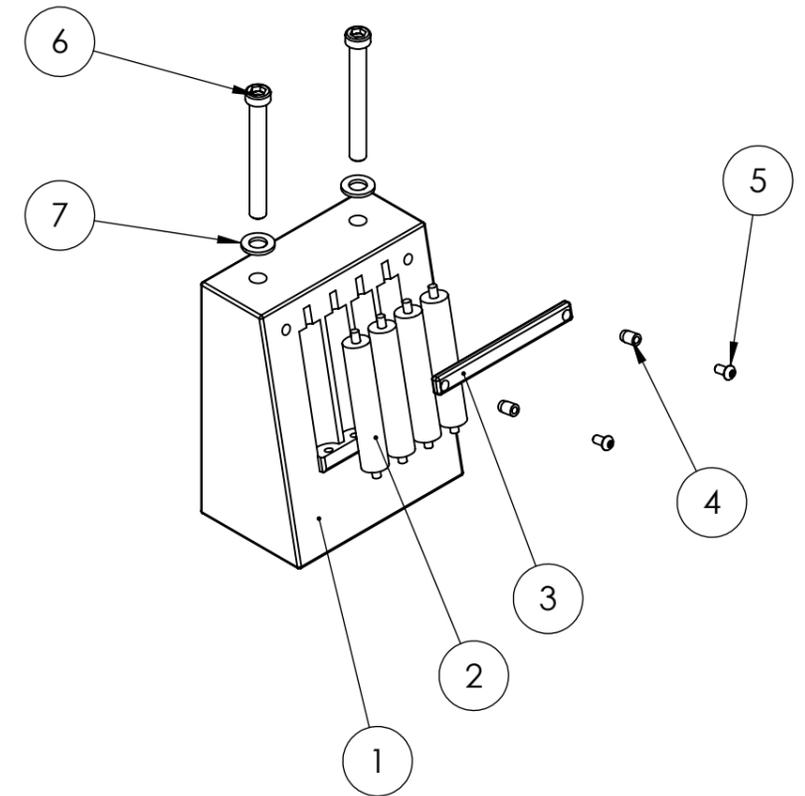
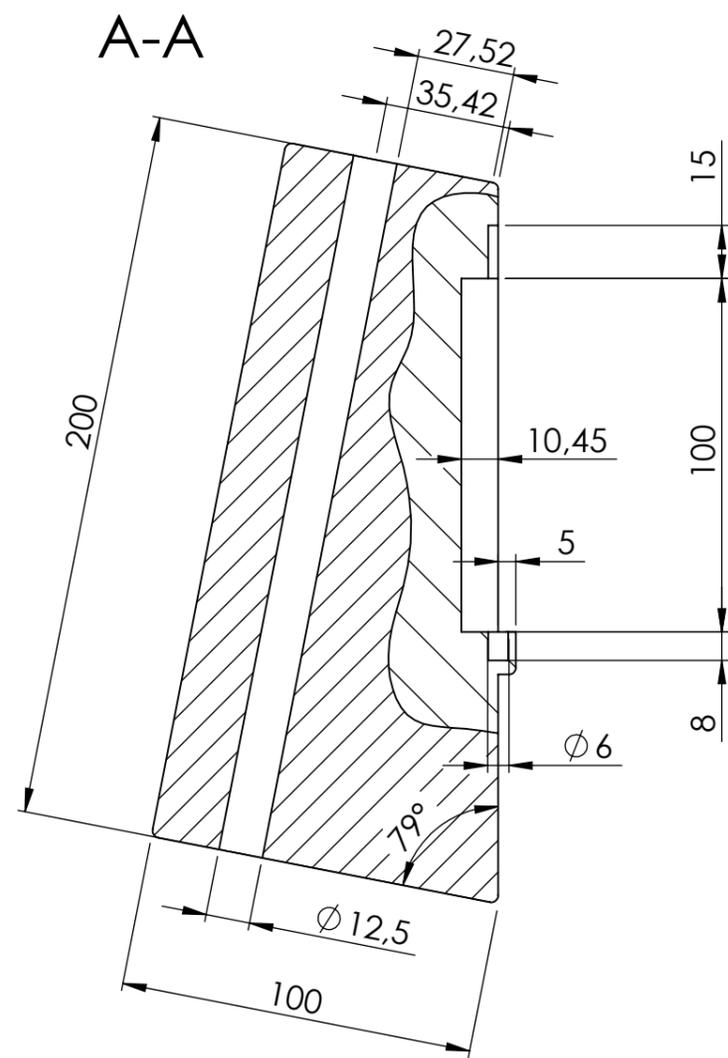
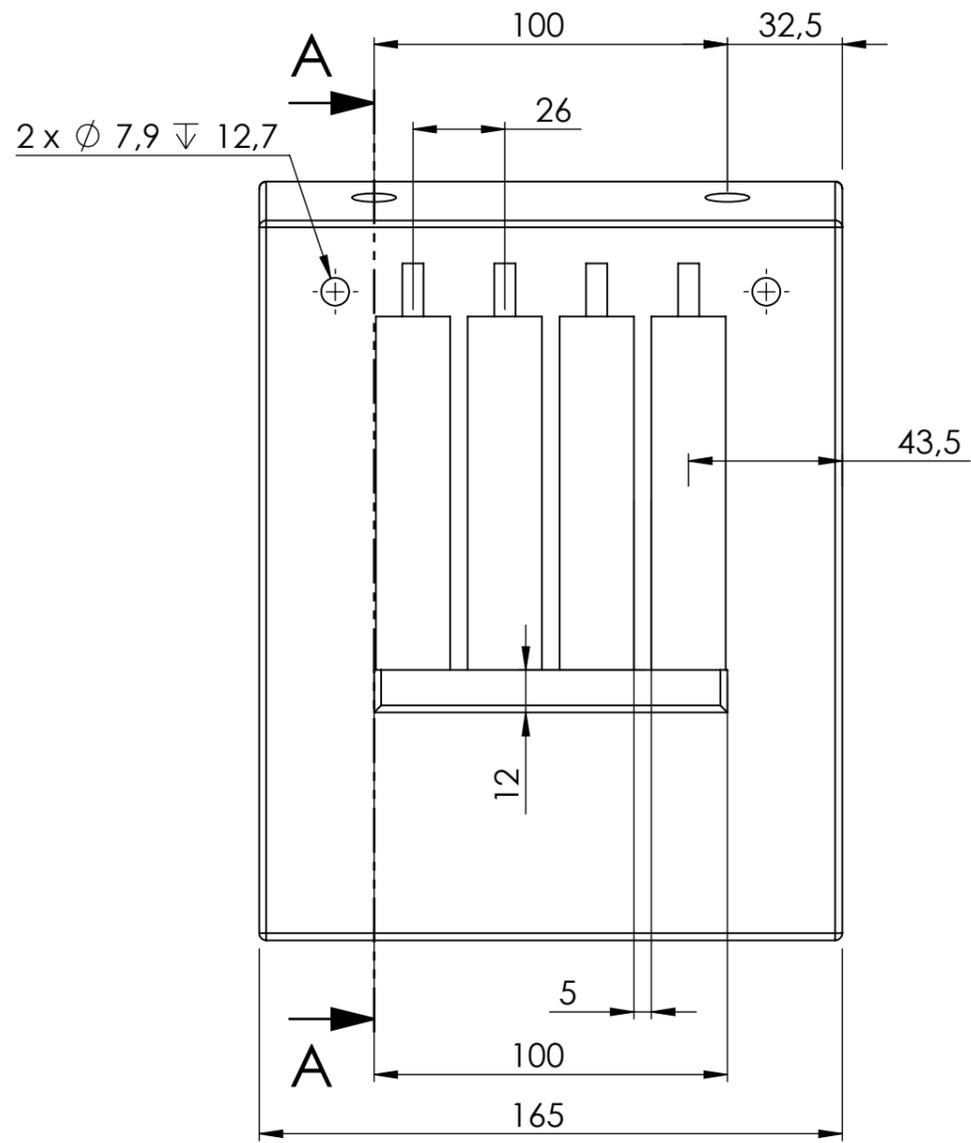


Espesor 1 mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	M.A.A	M.A.A	10/03/25
VERIF.	M.A.A	M.A.A	19/07/25
APROB.	M.A.A	M.A.A	20/08/25

TÍTULO:	Arriostramientos
MATERIAL:	

A3	Escala:	1:10
TOLERANCE STANDARD:		UNE-EN 22768 m-K
Revisión:	1	HOJA 1 DE 1



Redondeos no acotados 2 mm

MARCA	CANTIDAD	DENOMINACIÓN
1	1	Estructura soporte
2	4	Rodillo
3	1	Placa cierre
4	2	Inserto roscado M6
5	2	Tornillo M6X12
6	2	Tornillo M12X220
7	2	Arandela Grower M12

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

TÍTULO:

Soporte patinete

A3

Escala:
1:2

DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA
	M.A.A	M.A.A	15/03/25
VERIF.	M.A.A	M.A.A	20/03/25
APROB.	M.A.A	M.A.A	20/08/25

MATERIAL:

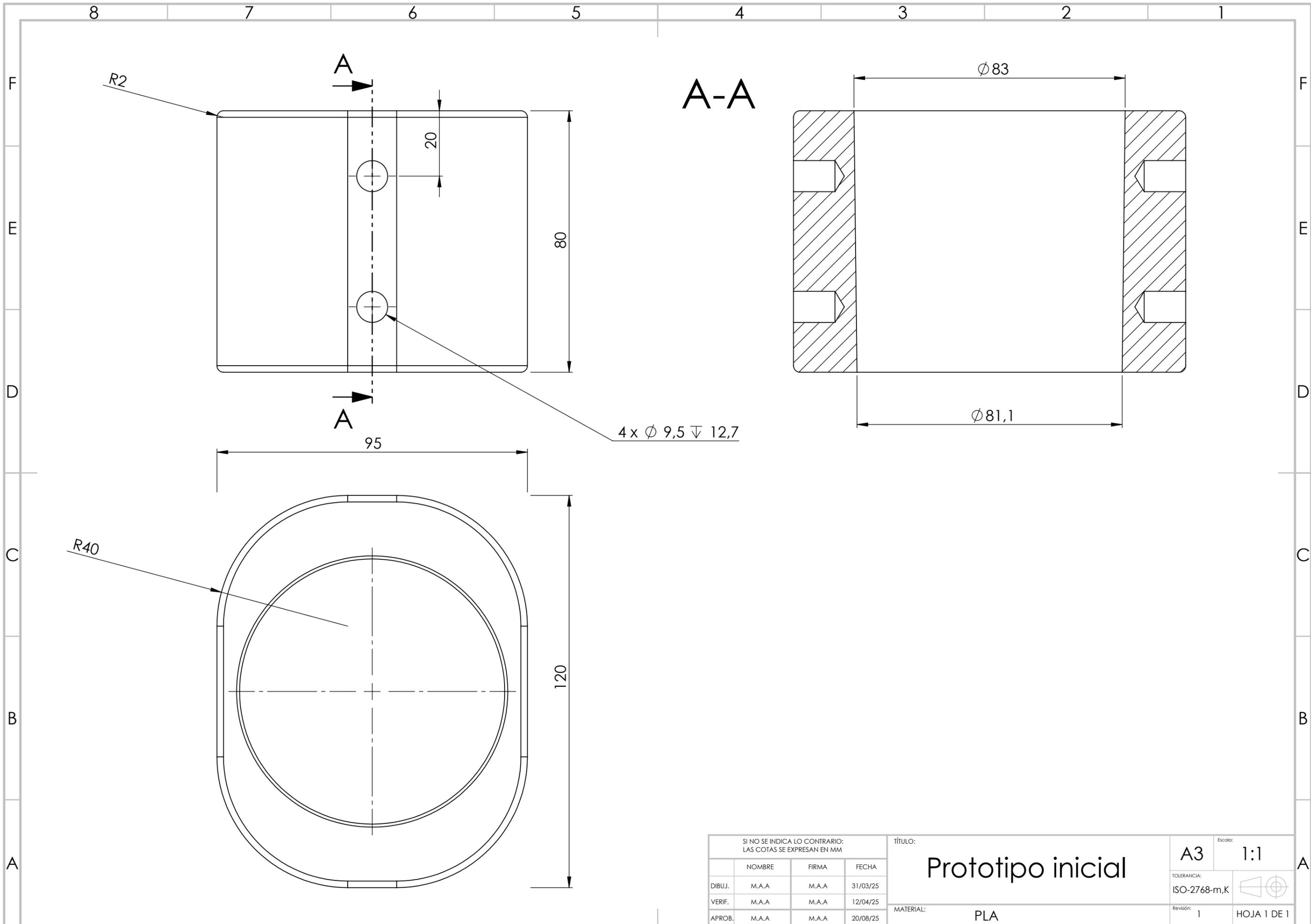
PLA

TOLERANCE STANDARD:
UNE-EN 22768 m-K



Revisión: 1

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	M.A.A	M.A.A	31/03/25
VERIF.	M.A.A	M.A.A	12/04/25
APROB.	M.A.A	M.A.A	20/08/25

TÍTULO:
Prototipo inicial

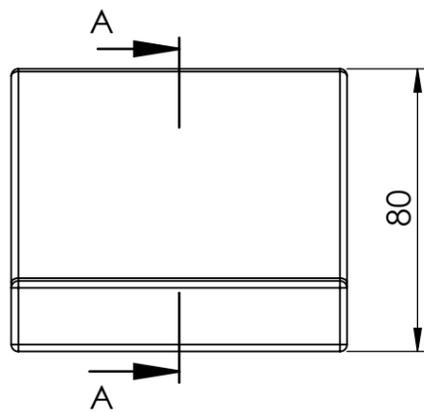
MATERIAL:
PLA

Escala:
A3 1:1

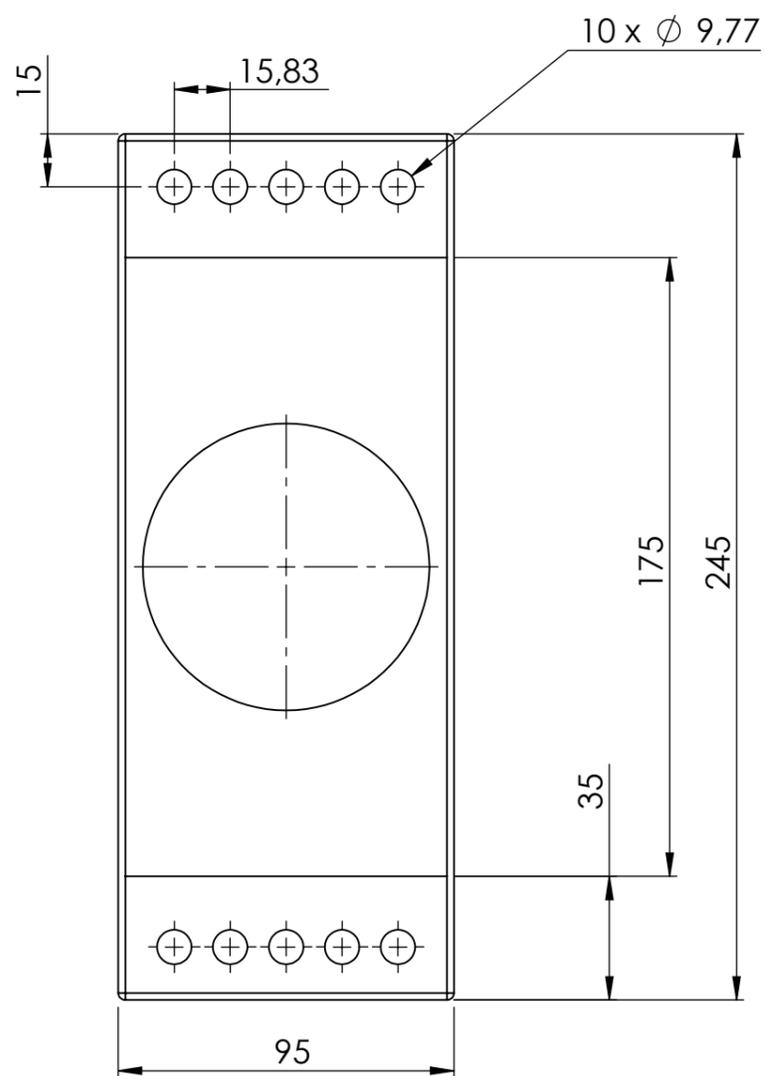
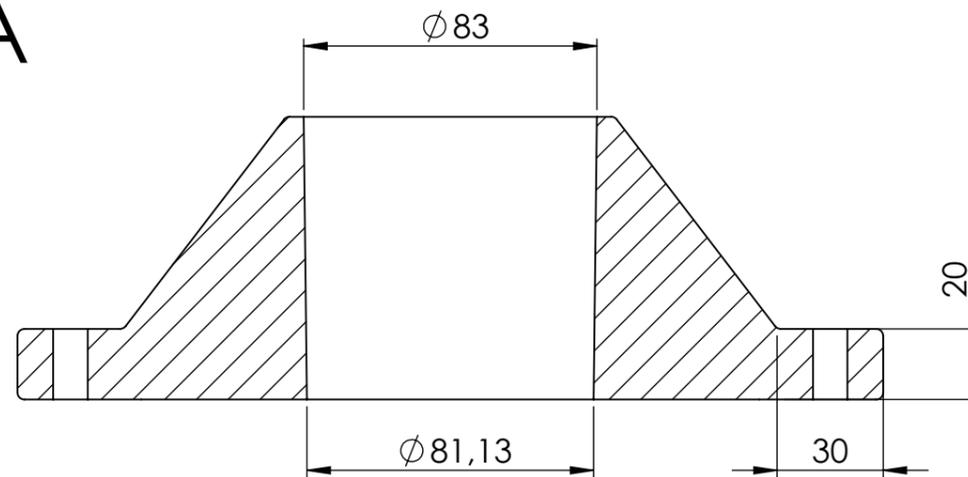
TOLERANCIA:
ISO-2768-m,K

Revisión: 1

HOJA 1 DE 1

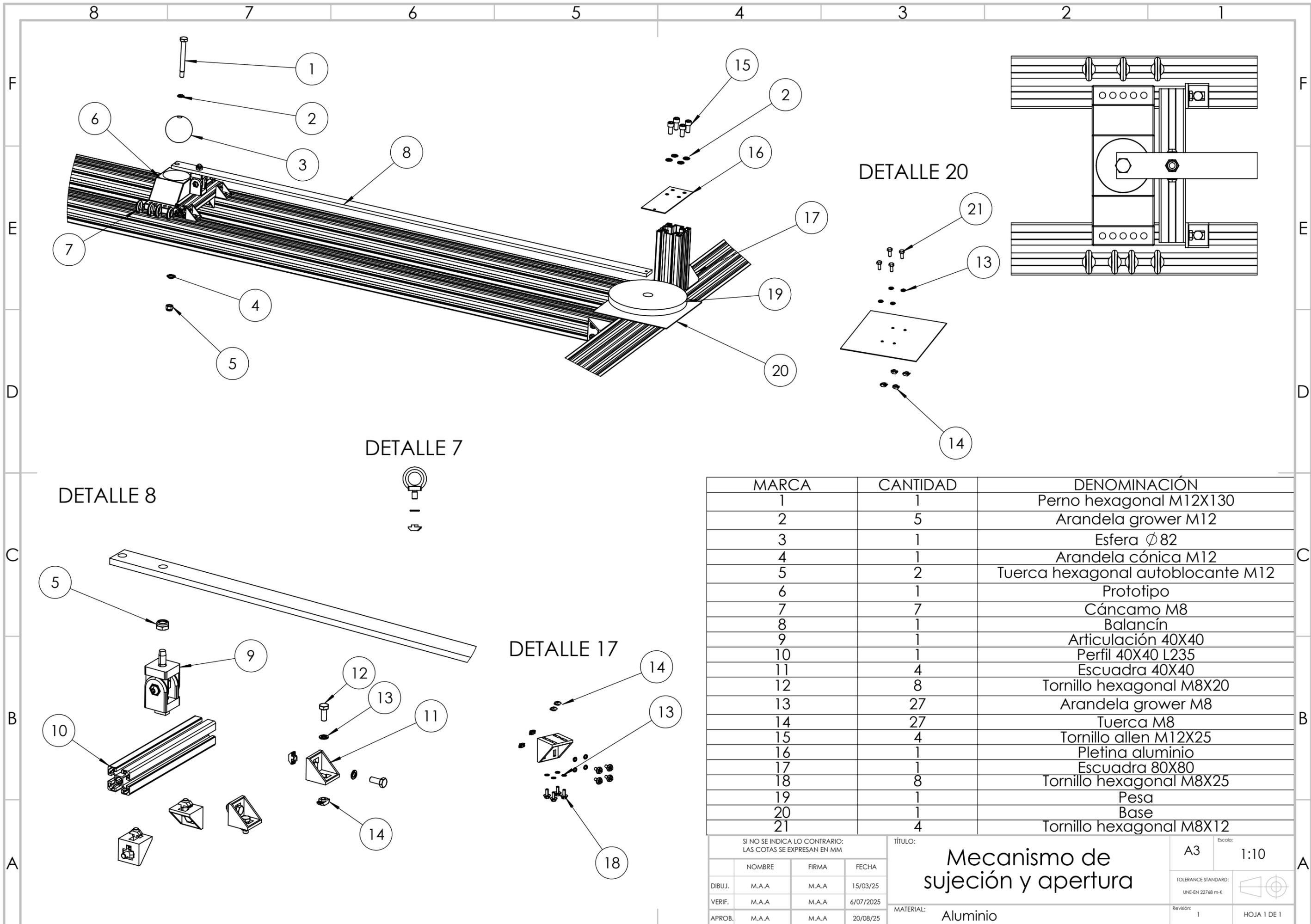


A-A



Redondeos no acotados 2 mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM				TÍTULO:	A3	Escala:	1:1
				Prototipo definitivo			
DIBUJ.	M.A.A	FIRMA	M.A.A	FECHA	22/04/25	TOLERANCIA: ISO-2768-m,K	
VERIF.	M.A.A	M.A.A	M.A.A	22/04/25	Revisión: 1		
APROB.	M.A.A	M.A.A	M.A.A	20/08/25	MATERIAL: PLA		HOJA 1 DE 1



MARCA	CANTIDAD	DENOMINACIÓN
1	1	Perno hexagonal M12X130
2	5	Arandela grower M12
3	1	Esfera ϕ 82
4	1	Arandela cónica M12
5	2	Tuerca hexagonal autoblocante M12
6	1	Prototipo
7	7	Cáncamo M8
8	1	Balancín
9	1	Articulación 40X40
10	1	Perfil 40X40 L235
11	4	Escuadra 40X40
12	8	Tornillo hexagonal M8X20
13	27	Arandela grower M8
14	27	Tuerca M8
15	4	Tornillo allen M12X25
16	1	Pletina aluminio
17	1	Escuadra 80X80
18	8	Tornillo hexagonal M8X25
19	1	Pesa
20	1	Base
21	4	Tornillo hexagonal M8X12

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

TÍTULO: **Mecanismo de sujeción y apertura**

Escala: A3 1:10

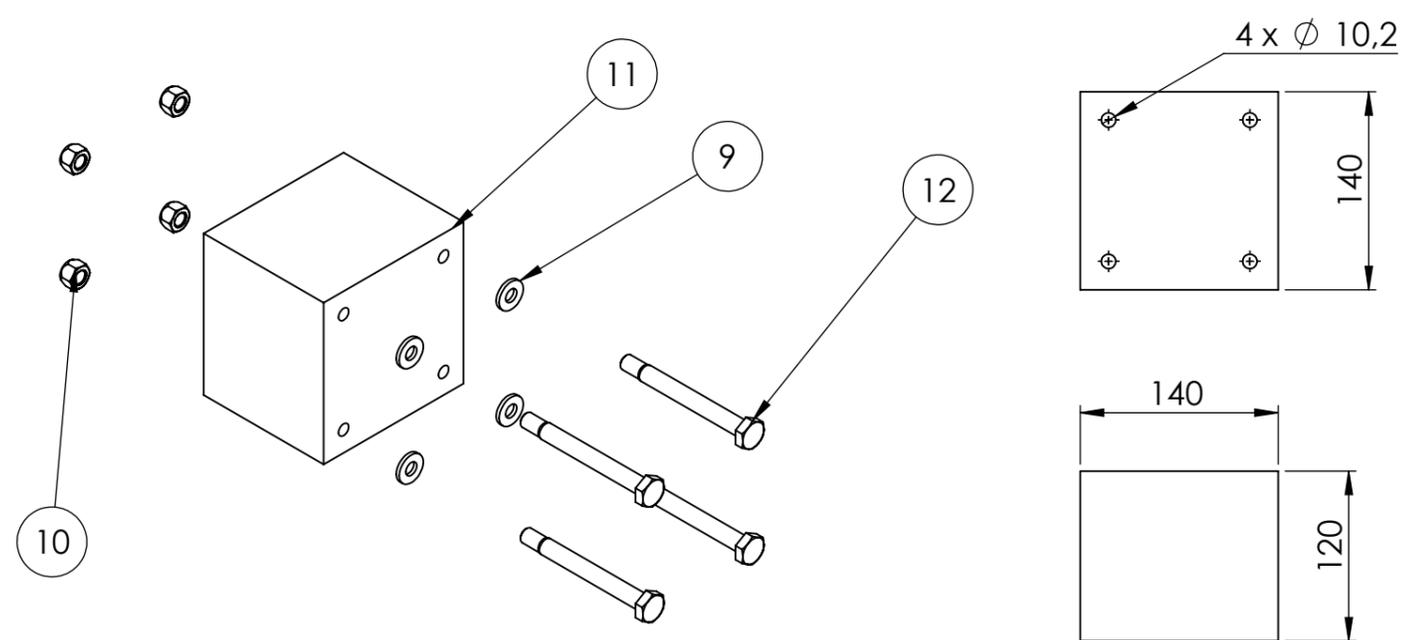
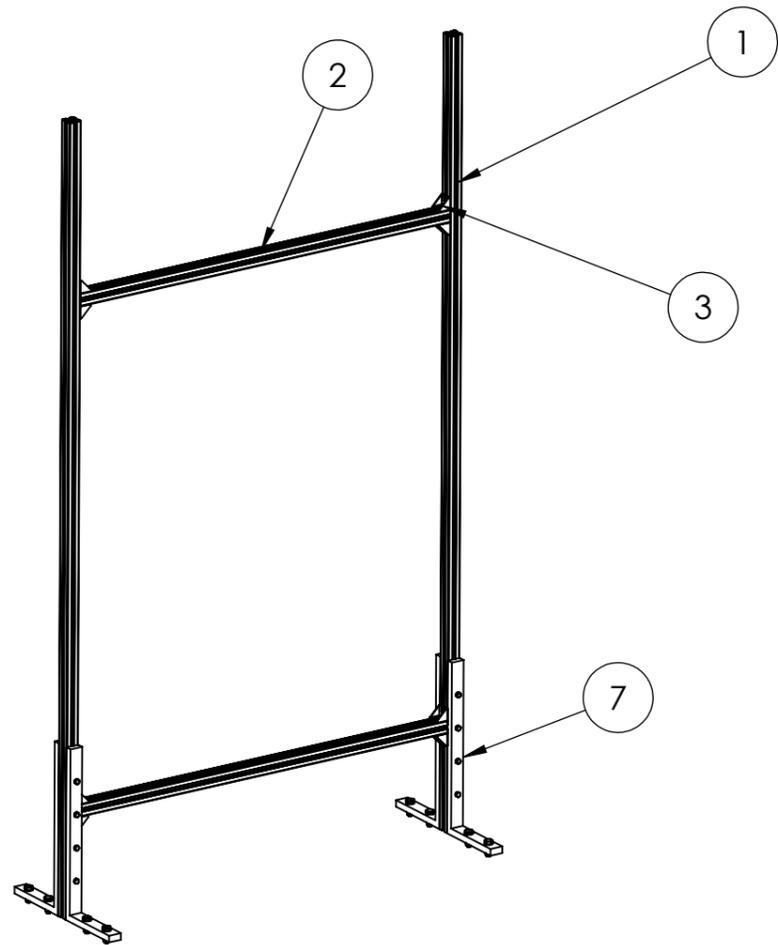
TOLERANCE STANDARD: UNE-EN 22768 m-K

Revisión: 1

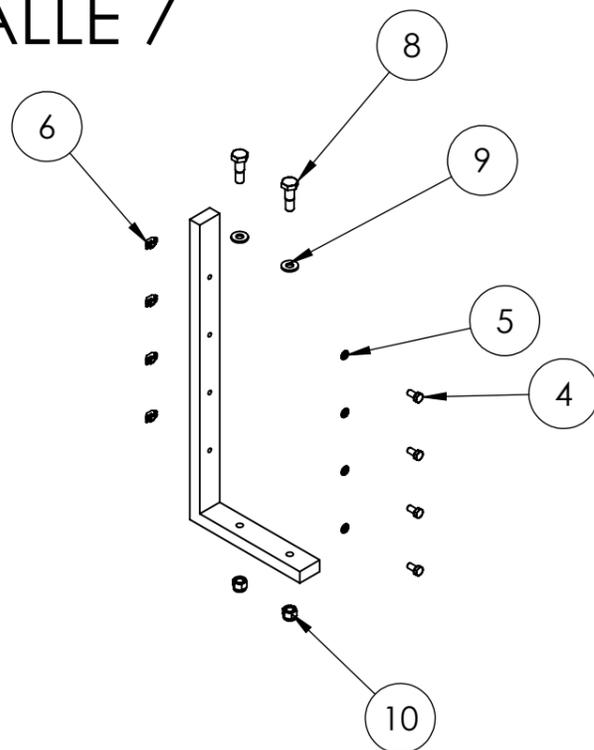
HOJA 1 DE 1

NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ. M.A.A	M.A.A	15/03/25
VERIF. M.A.A	M.A.A	6/07/2025
APROB. M.A.A	M.A.A	20/08/25

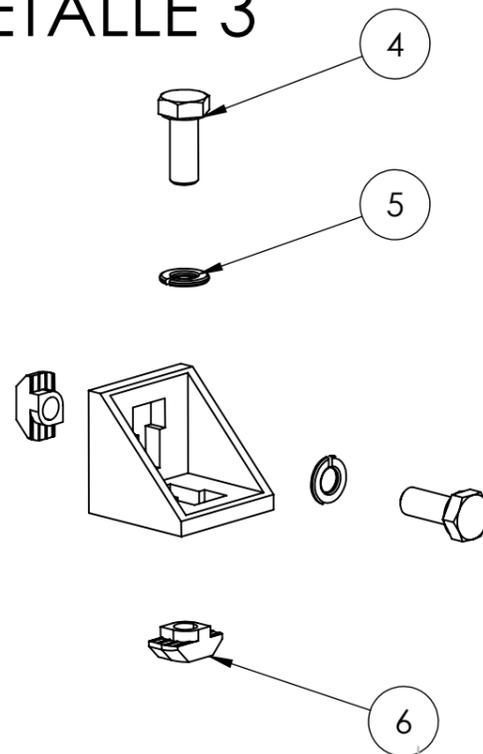
MATERIAL: Aluminio



DETALLE 7



DETALLE 3



MARCA	CANTIDAD	DENOMINACIÓN
1	2	Perfil 40X40 L2400
2	2	Perfil 40X40 L1260
3	8	Escuadra 40X40
4	32	Tornillo hexagonal M8X20
5	32	Arandela grower M8
6	32	Tuerca M8
7	4	Pletina aluminio L740
8	8	Tornillo hexagonal M12X50
9	12	Arandela M12
10	12	Tuerca autoblocante M12
11	1	Bordillo madera 140X140X120
12	4	Perno hexagonal M12X150

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	M.A.A	M.A.A	15/07/25
VERIF.	M.A.A	M.A.A	19/07/25
APROB.	M.A.A	M.A.A	20/08/25

TÍTULO:

**Bordillo y sujeción
elementos vehículo**

MATERIAL:

Aluminio

A3

Escala:

-

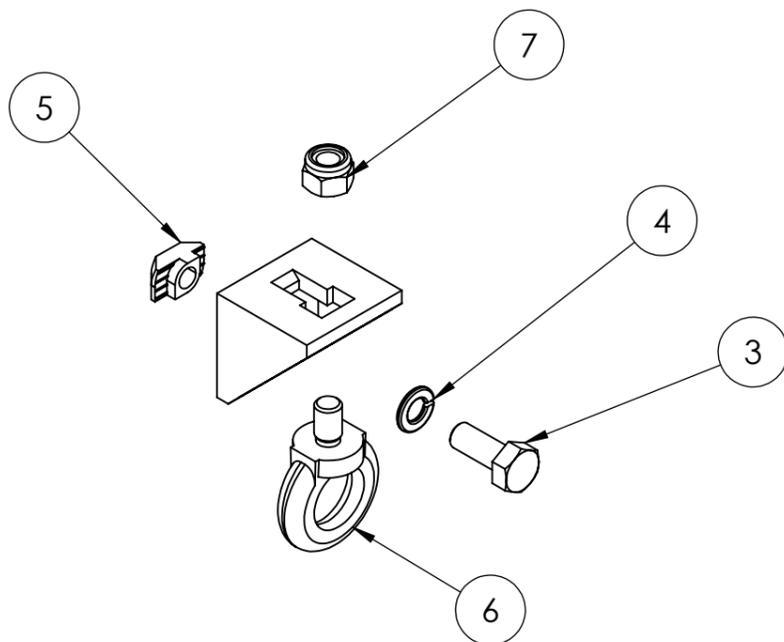
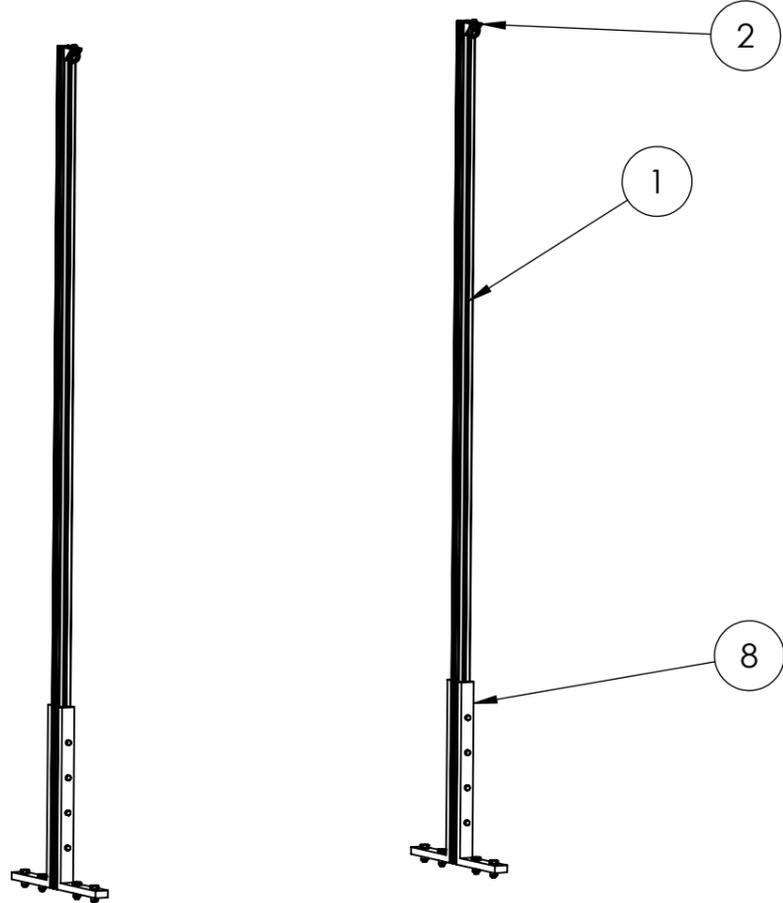
TOLERANCE STANDARD:
UNE-EN 22768 m-K



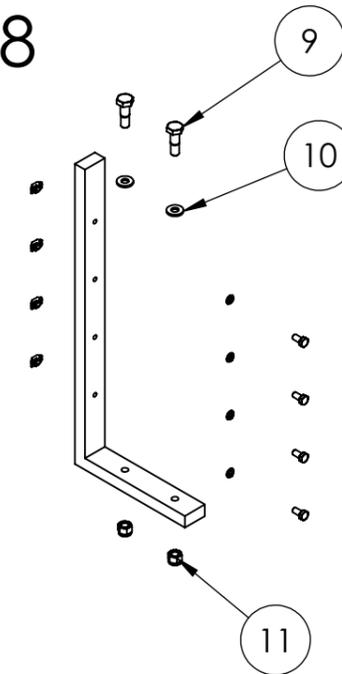
Revisión:

1

HOJA 1 DE 1



DETALLE 8



DETALLE 8

MARCA	CANTIDAD	DENOMINACIÓN
1	2	Perfil 40X40 L2400
2	4	Escuadra 40X40
3	20	Tornillo hexagonal M8X20
4	20	Arandela grower M8
5	20	Tuerca M8
6	4	Cáncamo M8
7	4	Tuerca autoblocante M8
8	4	Pletina aluminio L740
9	8	Tornillo hexagonal M12X50
10	8	Arandela M12
11	8	Tuerca autoblocante M12

DETALLE 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			TÍTULO:	A3	Escala:
			Sistema sujeción red		1:20
DIBUJ.	M.A.A	M.A.A	TOLERANCE STANDARD:		
VERIF.	M.A.A	M.A.A	UNE-EN 22768 m-K		
APROB.	M.A.A	M.A.A	MATERIAL:	Revisión:	HOJA 1 DE 1
			Aluminio	1	