



SISTEMA DE PROPULSIÓN DE UN PROTOTIPO HYPERLOOP. DISEÑO, SIMULACIÓN Y FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE TRACCIÓN

Aitor Estarlich Iraola

Máster en Ingeniería Mecatrónica

Director:

Javier Carballeira Morado

Valencia, septiembre 2018

ÍNDICE

1. MEMORIA.....	4
1.1. OBJETO	4
1.2. INTRODUCCIÓN	5
1.2.1. Hyperloop: Concepto de transporte del futuro	5
1.2.2. Hyperloop Pod Competition (SpaceX)	5
1.2.3. Hyperloop UPV. València.....	6
1.2.4. Objetivo	8
1.3. CONDICIONES DE CONTORNO	9
1.3.1. Normativa general de la competición.....	9
1.3.2. Condiciones de contorno	12
1.3.2.1. Motores.....	12
1.3.2.2. Ruedas.....	15
1.3.2.2.1. Rueda tractora.....	15
1.3.2.2.2. Ruedas pequeñas	18
1.3.2.3. Sistema de transmisión	18
1.3.3. Cálculos	19
1.4. DISEÑO	22
1.4.1. Requerimientos.....	22
1.4.1.1. Posición	22
1.4.1.2. Distancias	23
1.4.1.3. Factor de seguridad.....	26
1.4.1.4. Medios de actuación.	27
1.4.1.5. Movimiento del sistema.....	30
1.4.1.6. Material	33
1.4.1.7. Mecanizado	34
1.4.1.8. Imagen.....	35
1.4.2. Diseño del cuerpo principal.....	35
1.4.2.1. Asiento de rodamiento.....	37
1.4.2.2. Sujeción rueda.....	40
1.4.2.3. Plancha lateral.....	42
1.4.3. Diseño del tensor	46
1.4.3.1. Selección del muelle.....	46
1.4.3.2. Diseño del cuerpo.....	55
1.4.3.3. Anclajes	57
1.4.4. Relleno del cuerpo principal.....	61

1.4.5.	Ejes ruedas pequeñas.....	63
1.4.5.1.	Apoyos adicionales.....	65
1.4.6.	Conjunto completo.....	66
1.5.	SIMULACIÓN.....	70
1.5.1.	Tensor.....	70
1.5.2.	Cuerpo principal.....	76
1.5.3.	Eje pequeño.....	84
1.6.	PRUEBA EXPERIMENTAL DEL TENSOR.....	89
1.7.	MONTAJE.....	92
1.7.1.	Montaje del cuerpo principal.....	92
1.7.2.	Ejes y ruedas.....	94
1.7.3.	Tensor.....	96
1.7.4.	Sistema completo.....	97
1.7.5.	Montaje en prototipo.....	100
1.8.	CONCLUSIONES.....	105
1.8.1.	Evaluación de los resultados.....	105
1.8.2.	Posibles mejoras a implementar.....	105
1.9.	BIBLIOGRAFÍA.....	107
2.	ANEXOS.....	108
2.1.	Documentación técnica.....	108
2.1.1.	Especificaciones del muelle LEYSAM.....	108
2.1.2.	Datos rodamiento 61806.....	109
2.1.3.	Datos rodamiento 6001.....	110
2.1.4.	Datos Elastolan R2000.....	111
2.2.	Programa selección de muelle.....	112
3.	PLIEGO DE CONDICIONES.....	115
3.1.	Alcance y consideraciones.....	115
3.2.	Materiales.....	115
3.2.1.	Aluminio 6061-T6.....	115
3.2.2.	Acero S275.....	116
3.2.3.	Acero UNE F5303.....	116
3.3.	Planos.....	116
3.4.	Fabricación.....	117
3.5.	Montaje.....	117
3.6.	Test de verificación.....	118
4.	PRESUPUESTO.....	120

4.1.	Componentes comerciales	120
4.2.	Materia prima	120
4.3.	Mecanizado	121
4.4.	Plancha lateral 4mm (material + mecanizado)	121
4.5.	Software	121
4.6.	Horas de trabajo.....	121
4.7.	Presupuesto total	122
5.	PLANOS.....	123

1.MEMORIA

1.1. OBJETO

El objeto de este proyecto es el diseño, simulación y el montaje del sistema de tracción, parte del sistema de propulsión del prototipo Valentia de Hyperloop UPV.

A lo largo del proyecto, se establecen los requerimientos necesarios que debe cumplir el sistema. Dichos requerimientos delimitan varios aspectos del diseño, como las dimensiones, las cargas a soportar y el material, entre otros.

Teniéndolos en cuenta, se crea el diseño de cada conjunto que forma el sistema, incluyendo en cada uno tanto las piezas comerciales como las piezas a mecanizar, y especificando por qué se han decidido utilizar y diseñar con la geometría correspondiente, respectivamente.

La comprobación del diseño se realiza tanto en la simulación como en el posterior montaje del mismo, donde se aprecian los cambios a realizar para ultimar los detalles del sistema de tracción y finalmente concluir en un sistema funcional que cumpla los requerimientos establecidos.

1.2. INTRODUCCIÓN

1.2.1. Hyperloop: Concepto de transporte del futuro

El nuevo concepto de transporte llamado Hyperloop, nombre dado por el CEO de la empresa aeroespacial SpaceX, Elon Musk, se dio a conocer en una de sus conferencias en Julio de 2012, en concreto en el evento PandoDaily. Aquí, Elon Musk presentó unos primeros bocetos de su idea general.

El empresario describía un transporte del estilo de un tren con levitación, que viajaba dentro de un tubo estanco. Al inducir un gran vacío dentro del tubo, se eliminaba la resistencia aerodinámica del vehículo, una de las principales razones de los vehículos terrestres para no alcanzar relativamente grandes velocidades. Al hacer al vehículo levitar, se eliminaba la pérdida de energía por rozamiento con cualquier superficie de contacto, otro de los inconvenientes de los vehículos terrestres convencionales. Al evitar dichas limitaciones, estimó una velocidad del vehículo de aproximadamente 1200 Km/h. Es, resumiendo sencillamente, un sistema que combina las facilidades logísticas del tren con la velocidad de un avión.

Desde que se propuso la idea, han aparecido diversas empresas dedicadas exclusivamente al desarrollo de este tipo de transporte, compartiendo las mismas bases del concepto, pero tomando diferentes caminos y tecnologías para lograr un primer sistema viable. Actualmente, las empresas más conocidas son SpaceX, Virgin Hyperloop One, Hyperloop Transportation Technologies, TransPod y Zeleros, ésta última la Start-Up valenciana de ingenieros provenientes de la Universidad Politécnica de Valencia, y fundadores del equipo universitario Hyperloop UPV.

1.2.2. Hyperloop Pod Competition (SpaceX)

Mientras el resto de empresas desarrollan sus propios prototipos de Pod (nombre que se le da al vehículo en concreto, para diferenciarlo de la infraestructura del concepto. Sería un término parecido a cápsula) mediante sus propios medios disponibles, SpaceX se planteó un sistema muy distinto: el Hyperloop Pod Competition.

El SpaceX Hyperloop Pod Competition es una competición internacional dirigida a las universidades de todo el mundo. En ella, cada universidad inscrita diseña, simula y fabrica su propio prototipo según las normas y objetivos que establece la competición cada año.



Figura 1: SpaceX Hyperloop Pod Competition

El objetivo de este sistema es el desarrollo en conjunto. Por ello, cada universidad, al terminar la competición anual, desvela los sistemas y tecnología utilizadas en su prototipo. Esto, unido a la actualización de los objetivos en cada edición, obliga a todas las universidades a crear un prototipo diferente, con la opción de utilizar ideas o conceptos de otros equipos, y la idea de llegar finalmente a un primer prototipo final de Pod entre todos.

La competición consta de 3 entregas que sirven como clasificación para los equipos participantes. El primero, el Preliminary Design Briefing (PDB), que se da a los 2 meses del comienzo, requiere una idea relativamente detallada del prototipo de cada equipo. En este primer corte, la mayoría de equipos son eliminados, quedando 45 de unos aproximadamente 400-600 inscritos anuales. A los 5 meses del comienzo, se entrega el Final Design Package (FDP), donde se incluye un diseño completo y detallado del prototipo, con sus correspondientes modelos CAD, simulaciones, cálculos y estimaciones. De esta prueba se seleccionan 25 equipos, los cuales construyen su prototipo para llevarlo a la sede de SpaceX en Hawthorne, California, Estados Unidos. Finalmente, de estos 25 equipos, quien pase los diversos test de seguridad y funcionamiento establecidos por la competición en las primeras 3 posiciones, opta por probar su prototipo a máxima velocidad el último día en su tubo de una milla de largo, instalado en la misma sede. Esta última prueba es llamada *Run*.

1.2.3. Hyperloop UPV. Valentia

Hyperloop UPV es el equipo universitario formado por 35 estudiantes de diversos ámbitos de la ingeniería, que competirá en Julio de 2018 en la SpaceX Pod Competition. Está constituido por diferentes departamentos (Propulsión y Estructuras, Aviónica, Energía, Dinámica, Partners...), en los cuales sus miembros desarrollan cada uno los aspectos necesarios para construir el prototipo.



Figura 2: Hyperloop UPV



Figura 3: Equipo Hyperloop UPV

Valentia es el nombre seleccionado para el prototipo construido por este equipo. El nombre se eligió por dos razones principales: el nombre latín de la ciudad de Valencia, del cual es originario el equipo, y su significado, que demuestra la valentía del equipo por participar en un concurso de tal nivel y tan competitivo como es el SpaceX Hyperloop Pod Competition.

VALENTIA

Figura 4: Nombre del prototipo

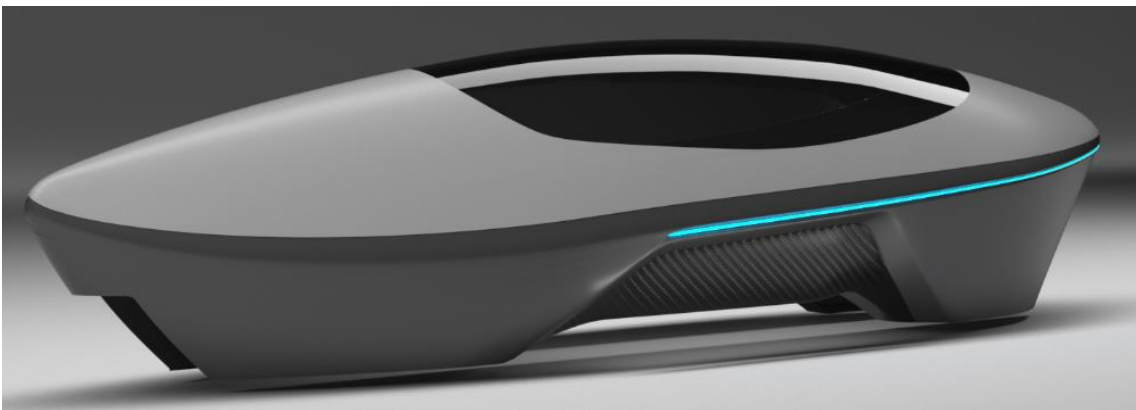


Figura 5: Prototipo Valentia



Figura 6: Valentia. Carenado (arriba) y Pod (debajo)

Este proyecto es parte del trabajo realizado dentro del departamento de Propulsión y Estructuras, donde se trabajan todos los aspectos mecánicos del Pod. El sistema de tracción es parte del subsistema de propulsión del prototipo, formado por las ruedas, los motores, los sistemas de tracción y los sistemas de transmisión.

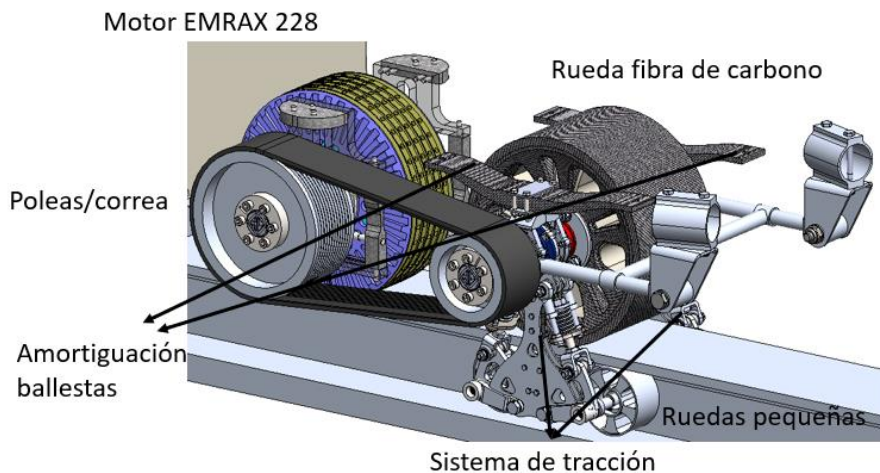


Figura 7: Sistema de propulsión

1.2.4. Objetivo

El objetivo principal del prototipo de Hyperloop UPV es alcanzar la mayor velocidad posible dentro de la distancia establecida para ello, siempre siguiendo las normas y recomendaciones establecidas por la competición. Para cumplir ese objetivo, el equipo dispondría de un solo Run, o una sola ida de un extremo a otro del tubo. A este Run, sin embargo, sólo es posible llegar si el Pod presentado

es capaz de pasar todas las pruebas que la organización evalúa a lo largo de la semana de competición.

Debido a la corta distancia disponible para alcanzar velocidades altas, es importante aprovechar cada ápice del recorrido con la mayor aceleración posible. Por ello, en lugar de comenzar con un arranque suave y progresivo como es habitual en la gran mayoría de los vehículos terrestres, de manera que se requiera relativamente poca tracción para conseguir movimiento, los motores eléctricos tienen establecido un régimen que permite la máxima aceleración desde el primer momento.

Para poder transformar toda la potencia de los motores seleccionados para Valencia en desplazamiento lineal desde el comienzo, se requiere de tracción suficiente en las ruedas tractoras. El sistema de tracción se encarga de crear la suficiente fuerza vertical en dichas ruedas, aumentando el contacto con el raíl y así aprovechar la máxima cantidad de potencia posible.

1.3. CONDICIONES DE CONTORNO

1.3.1. Normativa general de la competición

Para poder realizar el diseño del prototipo de Pod, es necesario conocer el entorno con el que va a estar en contacto y las limitaciones y normativas que establece la competición. Por ello, SpaceX publicó el 28 de septiembre de 2016 un documento con las características, normas, limitaciones y recomendaciones que hay que tener en cuenta para el diseño de cada equipo.

En general, la normativa se basa en un objetivo común: no dañar las instalaciones preparadas para la competición. Por lo demás, al contrario que en otras competiciones conocidas, como Formula Student o Motostudent por ejemplo, las limitaciones de peso, tamaño y componentes son escasas, y se limita sobre todo a planos de las instalaciones y posibles herramientas que se pueden utilizar.

Los equipos pueden elegir dónde apoyarse y cómo propulsarse de manera relativamente libre. Hay 4 superficies definidas con las cuales los prototipos pueden tener contacto: el tubo, el hormigón de la base, una placa colocada entre el raíl y el suelo de hormigón, llamada sub-track, y el raíl en sí.

Subtrack: Aluminum subtrack with central rail (all dimensions in inches)

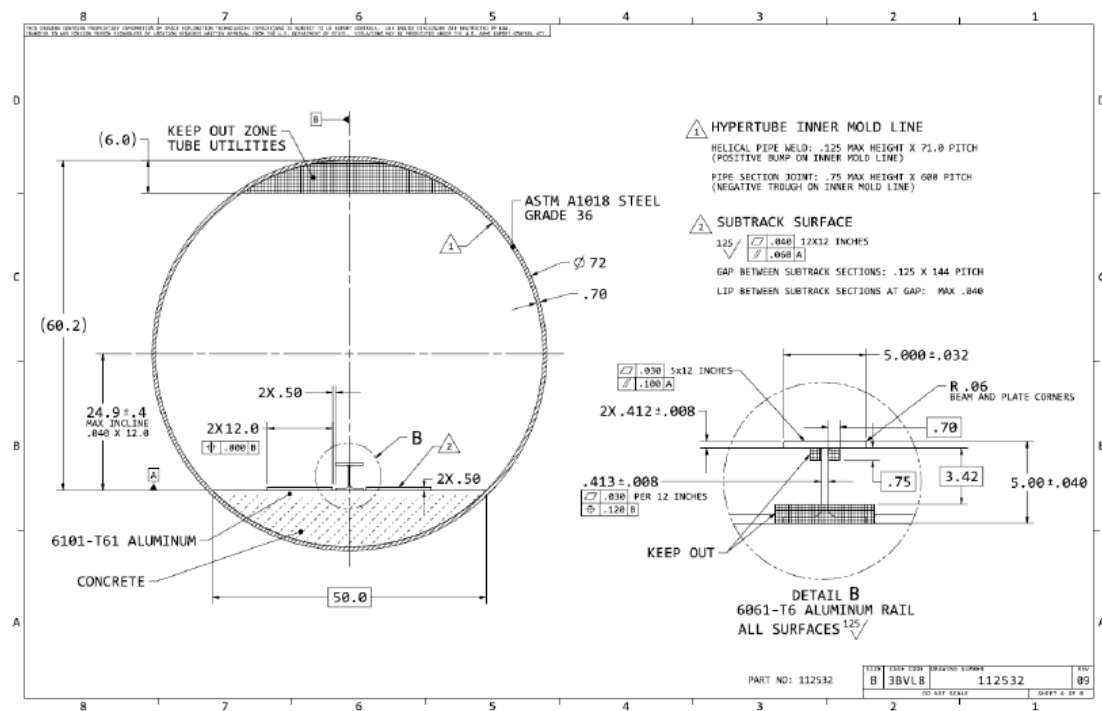


Figura 8: Plano de las instalaciones del tubo para el Run

Pese a tener varias superficies donde apoyarse, la tendencia general de los diferentes prototipos cada año es utilizar como contacto y superficie de propulsión el raíl. Hay equipos que deciden apoyarse en el subtrack y utilizarlo como medio para propulsarse, pero no es lo habitual.

Las características estructurales son las mostradas en la figura 9.

- Material: ASTM A1018 Grade 36
- Outer diameter: 72.0 inches
- Inner diameter: 70.6 inches
- Wall thickness: 0.70 inches
- Length: Between 4150 and 5000 feet (1.25 and 1.51 km)
- Radius of curvature: Greater than 15 miles (24 km) at all points
- Instantaneous bends: Less than 0.16° in pitch and 0.07° in yaw
- Subtrack material: Aluminum 6101-T61
- Subtrack roughness: 125 RMS with potential for occasional surface scratches up to 0.008"
- Subtrack thickness: 0.5 inches
- Concrete height: 10.4 inches
- Rail material: Aluminum 6061-T6
- Internal pressure: 0.125 – 14.7 PSI (see note at end of section)

Figura 9: Datos estructurales de la instalación

Valentia se apoya en sus ruedas tractoras y por tanto se propulsa en la parte superior del raíl. El prototipo, por tanto, no tiene ningún tipo de contacto con el

sub-track, el hormigón o el tubo, por lo que no son superficies que se tuvieron en cuenta a la hora de realizar el diseño.

Para el diseño del sistema de tracción en concreto, por tanto, se ve afectado principalmente por el raíl. Para ello, hay que tener en cuenta las siguientes características:

1. Dimensiones: El raíl consta de las dimensiones establecidas según el detalle B del plano presentado en la figura 10:

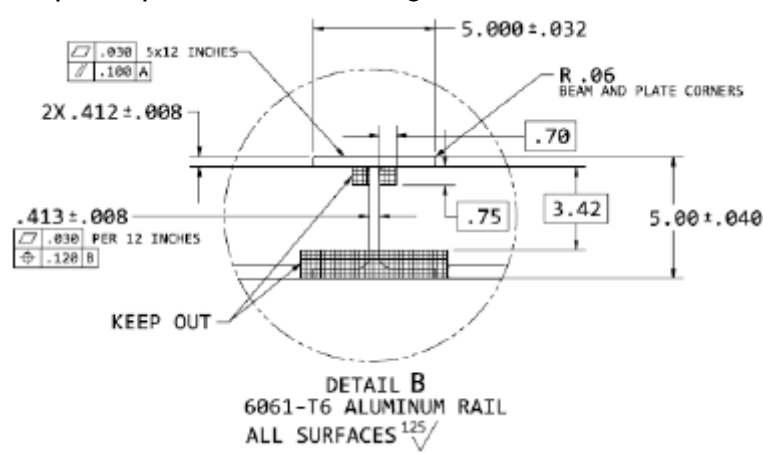


Figura 10: Plano transversal de raíl

2. Zonas de KEEP OUT. Estas zonas están delimitadas de manera que no tiene que haber ninguna parte o pieza del prototipo que entre en ellas. Las zonas superiores colocadas entre el ala superior y el alma existen para evitar cualquier contacto con la soldadura interior y asegurar que cualquier contacto con el ala o el alma es en superficie plana. Las inferiores, que incluyen todo el ala inferior y la parte inferior del alma, se definen por los pernos que unen el raíl tanto al subtrack como al suelo de hormigón.

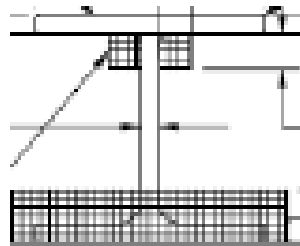


Figura 11: Zonas de KEEP OUT (en cuadrantes)

3. Material. El raíl está hecho de Aluminio 6061-T6, dato que da una estimación bastante acertada su resistencia mecánica. Además, puesto que la rueda tractora se apoya en el ala superior, es un dato necesario para conocer el coeficiente de rozamiento entre superficies, dato importante para calcular la fuerza vertical necesaria para traccionar.

4. Rugosidad. El raíl presenta en el ala superior una rugosidad determinada (0'008"), que origina "resaltos" y "baches" que dan lugar a variaciones que deben ser absorbidas.
5. Tramos de raíl. Toda la longitud del tubo no está conformada por un sólo raíl extruido de una, sino por varios tramos. En concreto, SpaceX detalla que cada tramo mide 3m, y que el desalineamiento en la dirección vertical puede ser de un máximo de 1'5mm. Esto es, al pasar de un tramo a otro, las ruedas se encuentran con un escalón de hasta 1'5mm.
6. Vacío. Todo lo incluido en el prototipo debe ser a prueba de vacío, y testeado anteriormente para demostrar su correcto funcionamiento en este medio en los cuales algunos materiales y componentes tienen problemas.

Para definir la geometría del sistema se utilizarán las dimensiones y limitaciones del raíl. Para la fuerza de apriete que aplique contra él, se utilizará el dato del material. Para evitar instantes en el que ocurran deslizamientos, debido a que existe cierta rugosidad y escalones entre tramos de raíl, el sistema de tracción deberá hacer una fuerza mayor a la calculada para la tracción de la rueda. Aunque esto aumente el rozamiento y por tanto las pérdidas durante el Run, en caso de destensado debido a un acortamiento de distancias entre los puntos de apoyo, el sistema aun aplicará la fuerza suficiente como para no dejar a la rueda tractora deslizar.

1.3.2. Condiciones de contorno

Los siguientes elementos, parte del sistema de propulsión, son los que afectan al diseño del sistema de tracción directamente. Estos son los motores, los sistemas de transmisión, el raíl y las ruedas. Por supuesto, aunque esos sean los factores que más afectan directamente, hay que tener en cuenta el vehículo en sí y el espacio que hay disponible para su montaje y posterior ajuste.

1.3.2.1. Motores

Los motores seleccionados para Valentia son los EMRAX 228, con una velocidad máxima en vacío de 6500rpm y una potencia máxima de 100kW, entre otros datos. Los motores EMRAX son motores trifásicos PMSM de flujo axial.



Figura 12: Logo Emrax Innovative E-Motors

EMRAX es una empresa eslovena dedicada a la innovación y producción de motores eléctricos, tanto para aviación, como automoción y aplicaciones marinas. Su uso habitual se da en vehículos terrestres eléctricos o híbridos y en prototipos de vehículos eléctricos (Formula Student Electric o Motostudent Electric, por ejemplo).



Figura 13: Modelos comerciales Emrax. Ordenados por tamaños

Esta marca de motor se seleccionó para Valentia debido a las siguientes prestaciones que incluyen todos ellos:

Los motores PMSM, Permanent Magnet Synchronus Motors, o motores síncronos de imanes permanentes, son motores más eficientes que los conocidos motores asíncronos de inducción utilizados en industria. Su escasa utilización se debe al alto precio que supone conseguir los materiales necesarios para su fabricación, y a la propia fabricación. Por lo general, demuestran una mejor respuesta dinámica, más eficiencia y una vida útil mayor a sus hermanas asíncronas de inducción, con unas dimensiones y un peso menor. La mejora en la respuesta dinámica se debe principalmente a que, en lugar de tener el rotor bobinado, en el cual el campo creado por las corrientes del estator genera unas corrientes que a su vez generan un campo magnético que persigue al estator, tienen imanes permanentes unidos al rotor, lo cual crea un campo constante que sigue impecablemente al campo del estator, y al no tener el aumento de peso y

dimensiones generada por el bobinado del rotor, su tamaño y peso es más reducido, disminuyendo la inercia a vencer en cualquier tipo de cambio dinámico que se le aplique.

La mejora de eficiencia se debe a la ausencia de pérdidas en el rotor al llevar imanes permanentes que crea un campo constante y no un rotor bobinado en el que, por el hecho de circular corriente, hay pérdidas por la resistencia interna del propio bobinado.

Los motores de flujo axial presentan mismos valores de Par que los habituales de flujo radial en menores dimensiones, lo que equivale a una densidad de potencia mayor. El motor tiene las relaciones de peso y dimensiones con la potencia más favorables. Esta es la razón principal por la que se utilizan motores eléctricos con este tipo de configuración en los vehículos híbridos y eléctricos actuales.

La principal desventaja en este tipo de motores es el precio. Un sistema de flujo axial añadido a imanes permanentes conlleva un coste elevado de compra. Anteriormente, había que añadir a las desventajas el hecho de que las altas temperaturas afectaban a los imanes permanentes reduciendo su eficiencia y desmagnetándolos a unas temperaturas relativamente bajas. No obstante, con las mejoras de los últimos años en materiales, la resistencia a altas temperaturas ha aumentado. EMRAX asegura que la máxima temperatura que aguantan sus motores tanto en el bobinado del estátor como en los imanes del rotor es de 120°C.

El departamento de Dinámica del equipo realizó un modelo completo del prototipo con una serie de estimaciones de peso, dimensiones, tamaño de ruedas, etc. que se decidió entre su departamento y el de Propulsión y Estructuras. Mediante esta estimación (que más adelante se probó ser bastante acertada), se calculó que la mejor relación entre cantidad de motores y peso que añadían ellos mismos y los elementos necesarios para su transmisión era de dos motores EMRAX 228 para el prototipo. Para esta estimación, se incluyeron los datos de peso, dimensiones y potencia de todos los modelos de EMRAX (el número del modelo es el valor del diámetro exterior del motor).

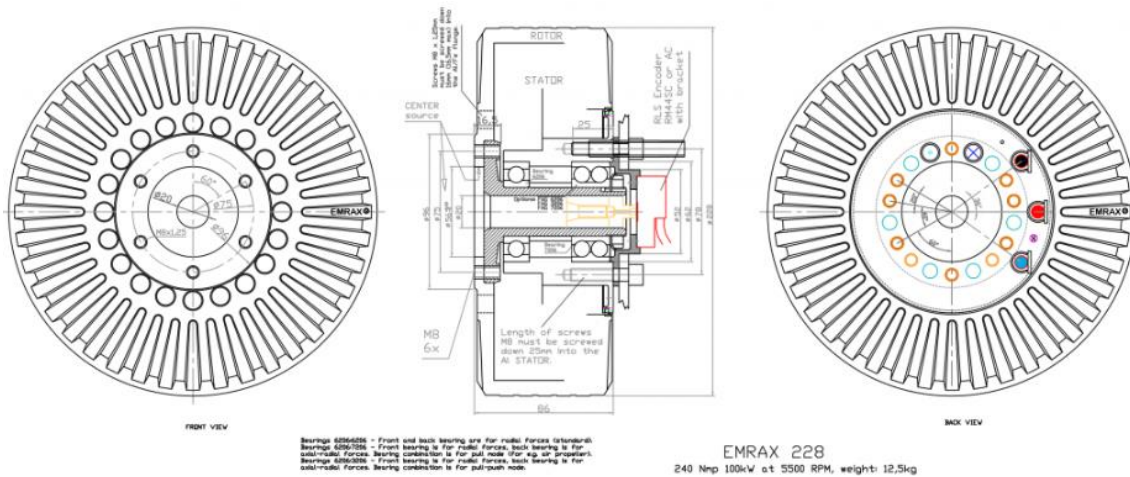


Figura 14: Plano del Emrax 228

El funcionamiento de los EMRAX 228 se basa en un estátor interior bobinado para trifásica, y luego un rotor exterior con imanes permanentes, que incluye la carcasa exterior y un sistema de acople mediante 6 tornillos para un eje. Esta configuración obliga a tener muy en cuenta a la hora de diseñar que todo el cuerpo exterior gira junto al eje de salida como si de una rueda se tratase.

1.3.2.2. Ruedas

1.3.2.2.1. Rueda tractora

La rueda tractora es la rueda que transmite todo el par al raíl, provocando el movimiento del vehículo. Se acordó por dimensiones del prototipo completo y anchura del raíl, que el tamaño de la rueda sería de 9" de diámetro (228,6mm) y 5" (127mm) de ancho, igualando el ancho del raíl.

Pero las ruedas tractoras de Valentia tienen mucho más que simples dimensiones. De hecho, son seguramente los componentes más elaborados del prototipo. Constan de un cuerpo principal o una llanta de composite fibra de carbono, y un recubrimiento de composite de aramida mezclado con grafeno en una proporción relativamente baja.

El objetivo principal en la rueda es buscar la mayor rigidez posible, para mejorar el coeficiente de rodadura y además evitar cualquier deformación radial que absorbiese la fuerza vertical realizada por el sistema de tracción. Por supuesto, igual para el resto del prototipo, una de las principales prioridades es reducir peso. Por ello, se decidió usar composite de Fibra de Carbono, un material cada vez más utilizado a la hora de combinar rigidez con ligereza. Tras ciertos diseños propuestos, el diseño que combinaba rigidez, posibilidad de fabricación con los medios disponibles y ligereza era el siguiente:



Figura 15: Diseño en 3D de la rueda tractora

La llanta se puede dividir en cuatro partes principales: los laterales, el relleno interior, la cubierta exterior y las bridas de transmisión, encima de la cual se colocará el recubrimiento.



Figura 16: Rueda tractora de fibra de carbono (sin recubrimiento)

Cada lateral está formado por 43 capas de fibra bidireccional o tejido. Las capas están colocadas con un cierto ángulo de giro entre las capas colindantes, buscando la mayor uniformidad de propiedades mecánicas en toda la circunferencia de la rueda. Además, durante las simulaciones, se observó que el primer modo aparecía en el sentido axial de la rueda, por lo que se realizó una concavidad a los laterales para reforzar la estructura en ese sentido.

El relleno interior une ambos laterales y tiene su mismo diámetro, para poder servir a la cubierta exterior como apoyo. Está fabricado con un Foam aeronáutico

que resiste altas presiones y temperaturas, para que pudiese sobrevivir el proceso de fabricación sin quemarse.

La cubierta exterior está hecha de fibra de carbono unidireccional de alta calidad con unas propiedades mecánicas superiores a las fibras normales. Mediante el método denominado Filament Winding, donde la rueda va rotando mientras se le aplica un hilo de Fibra de Carbono como si de un rodillo se tratase, los hilos se enrollan alrededor de la rueda hasta alcanzar los 8mm de grosor establecido en el diseño.

Las bridas de transmisión son las piezas de Aluminio con un estriado normalizado, que permiten al eje transmitir toda la potencia desde la polea a la rueda. Se colocan unidas a los laterales mediante adhesivo y mediante tornillos.

Las llantas se han diseñado y fabricado con el apoyo de MBHA y su división de soluciones de composite ZIUR.

No obstante, el coeficiente de rozamiento entre las ruedas y el raíl, en caso de que sea fibra de carbono, se podría considerar como muy bajo, y tampoco interesa apretar un componente tan rígido contra el raíl, pues podrían dañarse las superficies. Por ello, se aplicó a la rueda un recubrimiento.

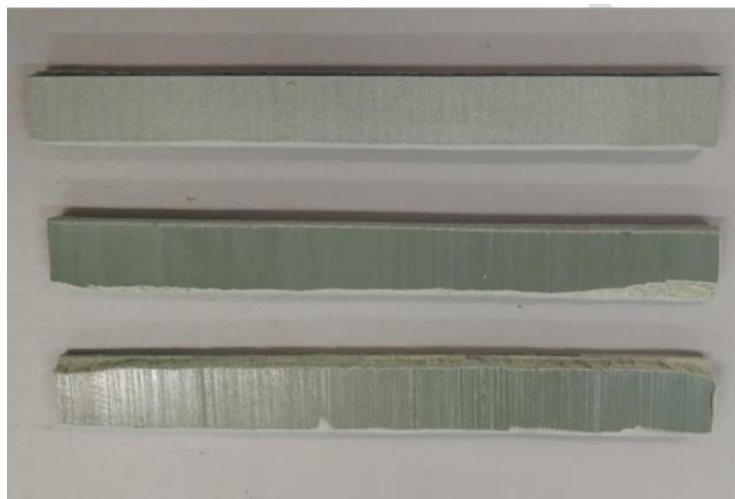


Figura 17: Probetas del recubrimiento

El recubrimiento tiene como componente principal un composite de fibra de Aramida, utilizado en determinados rodillos en la industria del papel. Este recubrimiento se utiliza en los denominados rodillos blandos, y aguanta grandes presiones ente rodillos y unas temperaturas de hasta 220°C. No obstante, a pesar de ser parte de los rodillos blandos, sigue siendo rígido, por lo que, antes de crear el recubrimiento, a la resina Epoxy se le aplicó una cantidad del 2% de grafeno con un método especial. De esta manera, el grafeno añadía ductilidad al material y además ayudaba a distribuir mejor el calor generado en el contacto entre la rueda y el raíl.

1.3.2.2.2. Ruedas pequeñas

Las ruedas pequeñas son las ruedas que forman parte del sistema de tracción, y están situadas en la parte inferior del ala superior del raíl. Se utilizan para poder apretar la rueda tractora contra el raíl y evitar cualquier tipo de roce con él. En total se utilizan 8 ruedas, 4 por cada rueda tractora, 2 por cada sistema de tracción, como se verá más adelante.

Sus medidas son de 3" (76,2mm) de diámetro exterior y 1" (25,4mm) de anchura. Estas medidas fueron seleccionadas en función de las dimensiones del raíl, evitando los KEEP OUT establecidos por la organización. Igual que las ruedas tractoras, están recubiertas por el mismo composite para evitar dañar el raíl por contacto directo con la llanta, y además aumentar el coeficiente de rozamiento para posibilitar la rodadura y no el deslizamiento.

La llanta está hecha de Aluminio 6061-T6, al igual que muchas de los componentes del prototipo. Tiene un agujero central por el que pasa el eje de lado a lado, y dos agujeros más grandes en los laterales, donde están colocados los rodamientos que unen el eje con la rueda. Al contrario que el eje principal y la rueda tractora, en este caso las ruedas rotan respecto a un eje fijo, como se verá más adelante.

1.3.2.3. Sistema de transmisión

El sistema de transmisión del prototipo es un simple sistema de poleas con correa, una por cada conjunto motor-rueda, con una relación de transmisión de 1'68, valor entre 1'6 y 1'7, rango óptimo de relación calculado por el departamento de Dinámica de Hyperloop UPV.

La relación de transmisión se consigue con una polea conductora en el motor de 160mm de diámetro nominal, unida mediante la correa a una polea conducida de 95mm.

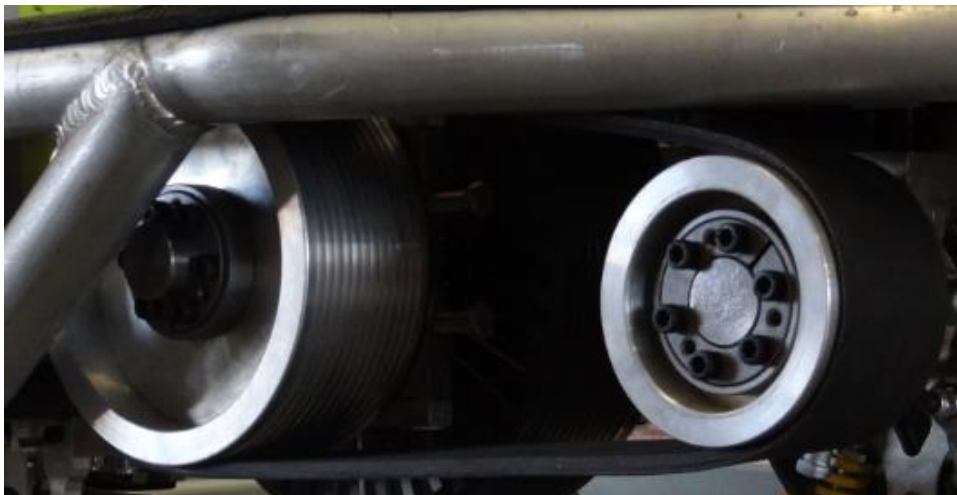


Figura 18: Sistema de transmisión montado

No obstante, hay muchos tipos de correas y poleas (dentadas, trapezoidales...). Las condiciones de funcionamiento de este sistema de transmisión no son, ni mucho menos, las habituales en industria. Los factores limitantes para la selección del tipo son la potencia a transmitir, la velocidad máxima que alcanza la correa durante el Run, la relación de transmisión y la distancia entre centros de los ejes o de las poleas.

Con una potencia de 100kW, una velocidad máxima alcanzada de 5500rpm y rango de distancia entre centros de 260mm-280mm, las únicas correas que cumplían los requerimientos establecidos son las correas POLY-V de HUTCHINSON, donde, dentro de cada sub-tipo de correa (PJ, PK, PL, PM), cuantas más vías se añadían a la correa, más potencia era capaz de transmitir, siempre hasta un límite de velocidad puntual para cada sub-tipo.

Debido a las exigentes condiciones de funcionamiento, se instaló un sistema de transmisión polea-correa con una correa POLY-V PL 975mm de 12 vías, con poleas mecanizadas en aluminio 6082-T6 expresamente para el prototipo. A pesar de que el modelo PM transmite mayor potencia con la misma cantidad de vías, la longitud de la correa PM comercial más pequeña superaba el rango de la distancia entre centros establecida por montaje.

1.3.3. Cálculos

Los cálculos representados a continuación se realizan para obtener la fuerza de apriete requerida para cada rueda, el cual tendrá que proporcionar el sistema de tracción diseñado.

El objetivo es transmitir toda la potencia generada por el motor y transmitida al eje, transformado dicha potencia en desplazamiento lineal para el prototipo. Para ello, para no incurrir en pérdidas por deslizamiento, la rueda tractora debe conservar en todo momento la tracción máxima. Para la adhesión de la rueda al raíl, se tienen dos cargas: peso del prototipo y la fuerza de apriete del sistema de tracción. Puesto que el peso del prototipo no se puede modificar deliberadamente para evitar el deslizamiento, la fuerza de apriete del sistema de tracción se ajustará en función de la carga requerida y el peso del prototipo.

En estático, si se considera que el peso del prototipo está repartido equitativamente en ambas ruedas (el centro de gravedad se encuentra en el centro del prototipo en su plano longitudinal, debido a su simetría y a la colocación deliberada de los componentes para ello), la carga de cada rueda será la mitad de la del prototipo. En dinámica, sin embargo, entran otros factores en juego, como el momento de inercia de cabeceo, y el drag y el lift aerodinámico. Esto unido a la inercia del prototipo y la rodadura de las ruedas, provocarán una variación de necesidad de fuerza de apriete durante el Run, pudiéndose representar bien como una variación en el tiempo o bien como una variación en función de la posición en el Run (Figura 26).

No obstante, como se expone más adelante, se decide utilizar una fuerza de apriete fija durante todo el Run, asumiendo todas las pérdidas que ello conlleva en la velocidad máxima. La fuerza de apriete, por tanto, deberá ser igual o mayor a la fuerza de apriete máxima requerida por el prototipo en el Run.

Esta fuerza máxima se da en el instante inicial. El departamento de Dinámica comprueba esta afirmación incluyendo todos los factores que afectan al prototipo, mostrado en la figura 26. El departamento de Propulsión y Estructuras, por tanto, realiza el cálculo simplificado mostrado a continuación para comprobar el resultado. La base del cálculo simplificado se explica a continuación.

El motor ofrece el par máximo para conseguir aceleración máxima en el instante inicial, y el prototipo no dispone de inercia ni la rueda de rodadura. Además, ocurren los siguientes casos durante el desplazamiento del prototipo:

- El lift y el drag aerodinámico son mínimos debido tanto a la ausencia casi total de aire en el tubo, como al perfil aerodinámico del carenado del prototipo.
- Por las necesidades del prototipo, la suspensión es muy rígida (del orden de 1000 N/mm), por lo que apenas ocurre cabeceo en el prototipo.

Las razones por las cuales se podría aumentar la necesidad de fuerza de apriete por transferencia de fuerzas están muy limitadas a las condiciones del entorno. El cálculo se realiza, por tanto, para el instante inicial en estático, y para una sola rueda.

Para transmitir todo el par de la rueda, primero se calcula a partir del par máximo del motor y la relación de transmisión. El par motor es un dato del fabricante y la relación de transmisión se calcula a partir de los diámetros de las poleas.

$$T_{motor} = 240 \text{ Nm}$$

$$i = \text{relación de transmisión} = \frac{160\text{mm}}{95\text{mm}} = 1.6842$$

Puesto que la polea conducida y la rueda están unidas por el eje, el par en la rueda es:

$$T_{rueda} = \frac{T_{motor}}{i} = \frac{240}{1.6842} = 142.50 \text{ Nm}$$

Para poder transmitir todo el par, puesto que se considera la rueda como sólido rígido debido a su gran rigidez, la fuerza en el punto de contacto entre raíl y rueda deberá ser igual a la fuerza de rozamiento estático.

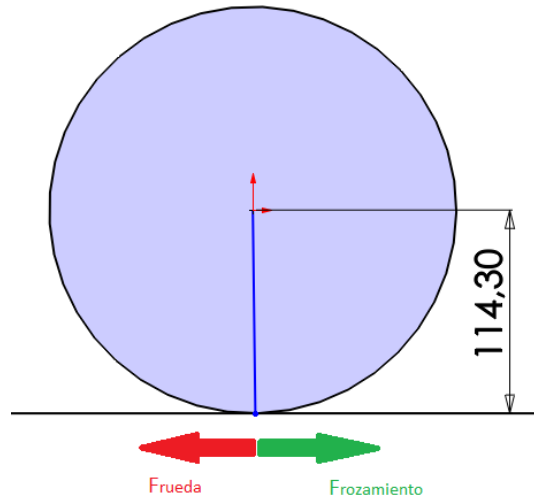


Figura 19: Esquema de fuerzas en la rueda

$$F_{rueda} = F_{rozamiento}$$

$$T_{rueda} = F_{rueda} \times \frac{d_{rueda}}{2}$$

$$F_{rueda} = \frac{T_{rueda}}{0.1143} = \frac{142.50}{0.1143} = 1246.71 \text{ N}$$

La fuerza de rozamiento es el producto del coeficiente de rozamiento y la carga vertical. El coeficiente de rozamiento se calculó mediante un test realizado por el departamento de Propulsión y Estructuras en combinación con el departamento de Aviónica, y el resultado fue de 0'30915.

$$\mu = 0.31$$

$$F_{rozamiento} = F_{vertical} \times \mu$$

$$F_{vertical} = \frac{F_{rozamiento}}{\mu} = \frac{1246.71}{0.31} = 4021.65 \text{ N}$$

La fuerza vertical es la suma de la carga del prototipo y la fuerza de apriete requerida. Siendo el peso del prototipo 201Kg:

$$F_{vertical} = \frac{P_{Pod}}{2} + F_{apriete}$$

$$F_{apriete} = F_{vertical} - \frac{P_{Pod}}{2} = 4021.65 - \frac{201 \times 9.81}{2} = \mathbf{3035,75 \text{ N}}$$

Debido a la dificultad de ajustar ese valor concreto mediante los actuadores del sistema de tracción, y el margen de seguridad expresado en el requerimiento del movimiento del sistema del apartado 4.1.5, se decide utilizar una fuerza de apriete de **3200 N por cada rueda**.

1.4. DISEÑO

Para el diseño del sistema de tracción, es necesario considerar una serie de requerimientos de distintos tipos que establecen los límites de un campo en el que se trabajará para el desarrollo del sistema. Los requerimientos principales serán la posición, las dimensiones disponibles, el factor de seguridad que se le aplique al sistema, los medios en el cual se generen las fuerzas del sistema de tracción, el movimiento del mecanismo, el material, el mecanizado de las piezas y la imagen general del sistema.

1.4.1. Requerimientos

1.4.1.1. Posición

Durante el proceso de diseño conjunto de todo el prototipo, el sistema de tracción fue uno de los sistemas que se diseñó primero. Se estableció desde un primer momento que, puesto que debe realizar una fuerza vertical mínima de 3200N a cada rueda, la mejor manera es hacer la fuerza a través del eje principal. El sistema de tracción, por tanto, va unido en su parte superior al eje principal, y para cumplir un equilibrio de fuerzas y mantener la rueda pegada al eje, el sistema de tracción se divide en dos por cada rueda, teniendo uno a cada lado del eje. Por supuesto, esa fuerza hay que dividirla entre los dos lados. Para simplificar los diseños y los cálculos, ambos sistemas de tracción se colocan a la misma distancia del centro de la rueda o del raíl, por lo que, para mantener el equilibrio, deben tener la misma fuerza de 1600N cada uno.

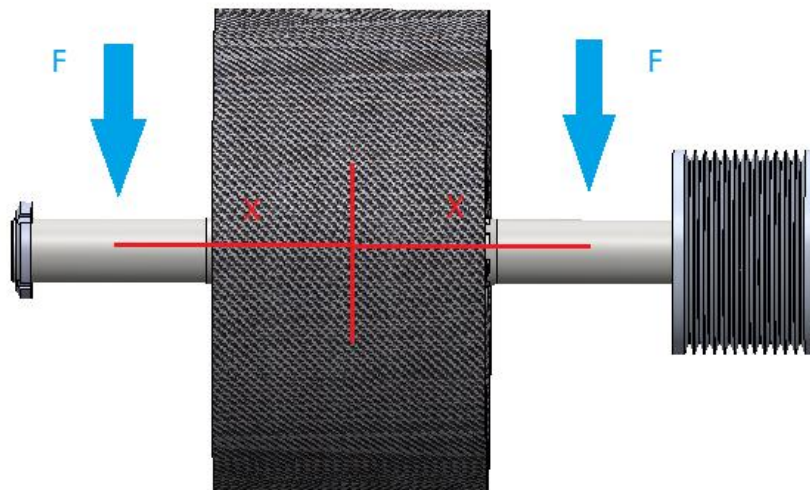


Figura 20: Eje con la rueda y los dos extremos (tuerca y polea). Dos fuerzas F aplicadas a la misma distancia X anulan el momento

Al ser el eje principal un eje rotativo que transmite la potencia de la polea a la rueda, la unión del sistema de tracción debe permitir el giro del eje (permitir movimiento relativo) y además poder aplicar la carga vertical, por lo que se

decide colocar un rodamiento como unión entre la parte superior del sistema de tracción y el eje. Este rodamiento debe ser capaz de girar a la velocidad de 5500 rpm, mientras soporta una carga de al menos 1600N, siempre añadiendo un factor de seguridad en ambas características del rodamiento.

Debido a que hay más elementos en el eje además de la rueda y los sistemas de tracción correspondientes, la distancia en la dirección longitudinal del eje se dará tras establecer el diseño en su plano transversal. Por ello, el primer paso es establecer las distancias entre centros de las componentes principales en 2D.

1.4.1.2. Distancias

Para el cálculo de las distancias entre las uniones principales, se crea un boceto en 2D del raíl, la rueda tractora y las ruedas pequeñas inferiores, para después decidir cómo unirlos.

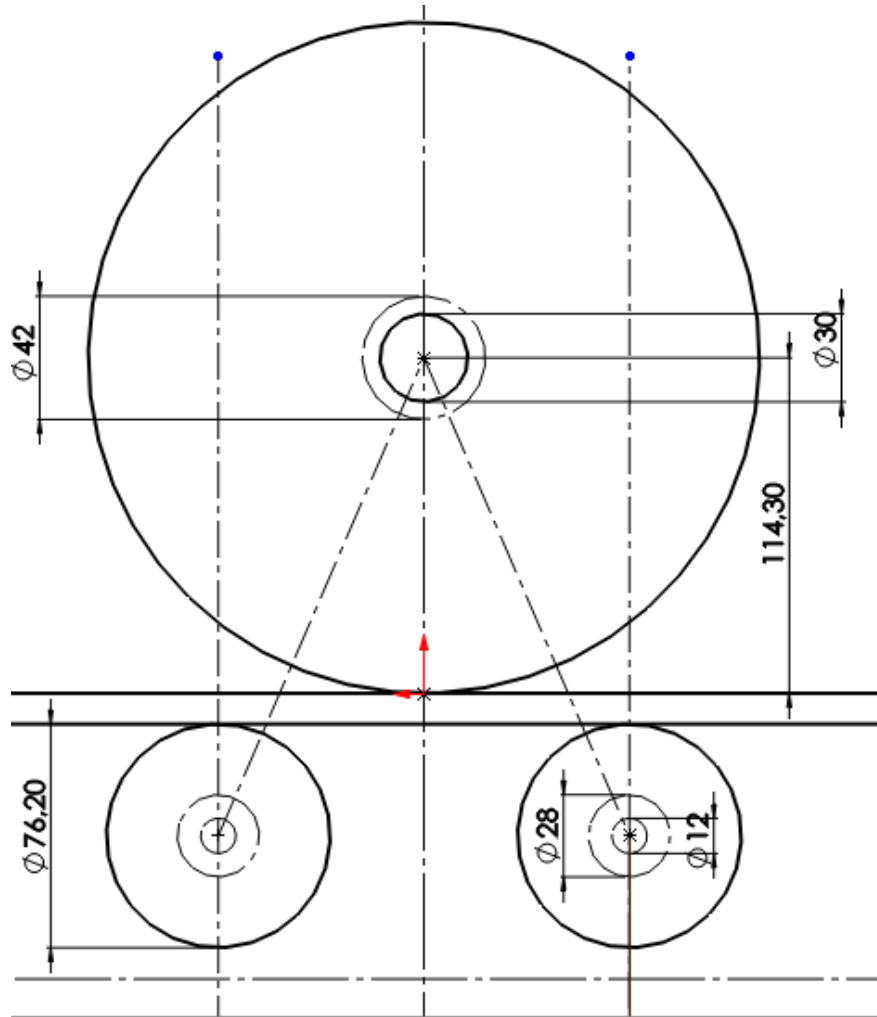


Figura 21: Esquema 2D de las ruedas en el raíl

Las cotas representadas corresponden a las medidas ya conocidas, siendo los diámetros de las ruedas, los diámetros de los ejes correspondientes a dichas ruedas y los diámetros exteriores de los rodamientos utilizados. El raíl es

colocado también entre medias. Al buscar una rigidez muy alta en las ruedas para poder asumirlas como un sólido rígido, el contacto entre el raíl y cada rueda es una línea, siendo representada como un solo punto en su plano perpendicular. A partir de este momento, fijando la posición de la rueda tractora y el raíl, la posición de las ruedas pequeñas puede ser variado en sentido horizontal, siempre manteniendo el contacto con el raíl.

A partir de este momento, la posición de las ruedas se decide por las siguientes razones:

1. Simetría. Como se puede observar en las cotas, el espacio disponible para crear un sistema que acople actuadores (sean mecánicos, eléctricos, neumáticos...) es muy reducido, teniendo una distancia vertical entre centros de las ruedas de:

$$114.3 + \frac{76.2}{2} + 10.46 = 162.86mm$$

No obstante, se podrían utilizar prolongaciones mediante un diseño que llevase la unión de las ruedas a una zona donde hubiese más espacio (piezas que funcionasen como palanca, por ejemplo), con el fin de ser capaz de acoplar un rango mayor de actuadores y adaptarse más fácilmente a las cargas requeridas para la tracción. Esta afirmación lleva a las siguientes tres razones.

2. Peso. Uno de los objetivos principales para todos los componentes durante el diseño es la ligereza; se debe buscar siempre la menor cantidad de peso posible para cada sistema del prototipo. Si se diseñasen piezas para externalizar los puntos de actuación de las fuerzas, conllevaría un aumento en la cantidad de material utilizado en el sistema, lo que aumentaría el peso total.
3. Tensiones. Aunque se externalicen los puntos de aplicación de las cargas, al final, la carga debe de ser la de 3200N dada directamente entre la rueda y el raíl. Siguiendo el ejemplo de la palanca, al aplicar la fuerza en un punto distinto al punto de anclaje del sistema a la rueda, la palanca en sí debe ser capaz de soportar las tensiones que se generan en la transmisión de las fuerzas, dando a lugar a tensiones en los componentes de unión. Es necesario añadir material para asegurar una deformación elástica y evitar deformaciones plásticas o incluso roturas en la pieza. Ese material añadido, o incluso el cambio de material a uno más resistente, de más límite elástico y probablemente más densidad, implica un aumento de peso o volumen, lo cual desafía uno de los objetivos principales.
4. Tamaño. El prototipo es un conjunto de sistemas con muchos componentes que deben poder colocarse y montarse dentro de un volumen establecido. Por tanto, siendo el sistema de tracción una de los primeros sistemas que se diseña durante el periodo de desarrollo del

proyecto Valentia, se busca que sea lo más compacto posible. Por ello, cuanto menos se salga del rango de espacio establecido entre las 3 ruedas, más fácilmente se pueden añadir otros sistemas durante el diseño o añadir componentes de última hora, entre otros cambios.

5. Actuadores. Siendo el objetivo del sistema de tracción completo aplicar 3200N de carga vertical por rueda tractora, 1600N a cada lado de una rueda, lo ideal sería aprovechar toda la fuerza que los actuadores pueden proporcionar en la dirección requerida para la carga, colocándolos en posición vertical. Sin embargo, requiriendo una fuerza tal en un espacio tan relativamente pequeño, es difícil encontrar un actuador que cumpla su cometido siendo de un tamaño tan reducido. Por ello, se decide también utilizar dos actuadores por cada lado de la rueda, y así dividir la carga necesaria a aplicar en dos también.

Además, para evitar concentraciones de tensiones debido a momentos flectores grandes, creados en los componentes del sistema de tracción por aplicar fuerzas en direcciones distintas a las que unen los centros de las ruedas pequeñas con el centro de la rueda tractora (es decir, los ejes), se establece que, a ser posible, los actuadores estén situados todo lo coincidentes posible con estas direcciones, y así reducir la cantidad de material utilizado. Como se verá más adelante, una coincidencia exacta no se dará, pero si un ángulo cercano al establecido entre los dos centros, siempre intentando que sea cercano pero mayor (para tener más componente vertical de fuerza).

Siguiendo estos criterios, hay que establecer una distancia en la dirección horizontal entre centros de las ruedas. Por supuesto, hay muchas opciones que podrían valer para este sistema. No obstante, se busca que el valor sea un valor redondo y medible según los medios disponibles con un error aceptable, para facilitar el montaje. Además, pese a buscar una actuación lo más vertical posible, el equilibrio del sistema es importante, y la apertura entre las ruedas pequeñas ayuda a proporcionar estabilidad al sistema, además de asegurar que, en posibles perturbaciones, no se dé ningún contacto entre las ruedas.

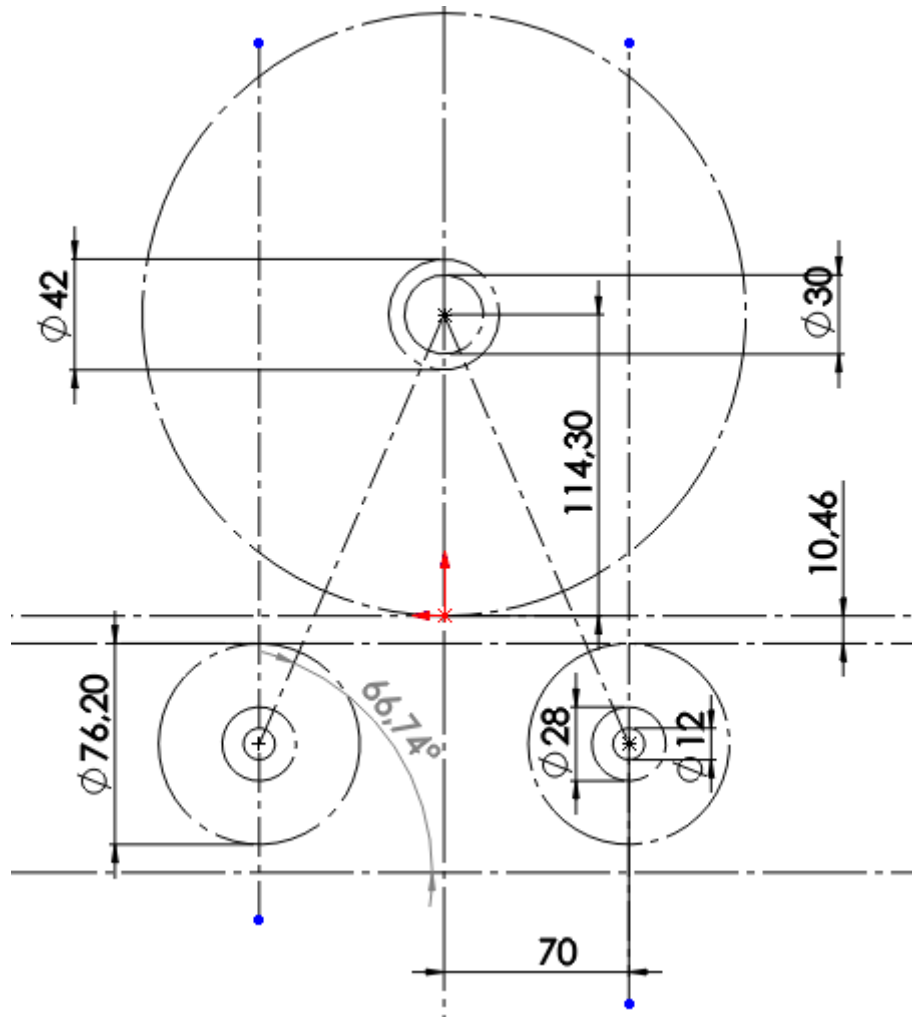


Figura 22: Esquema 2D con las medidas principales

La distancia horizontal establecida para las ruedas pequeñas es de 70mm hasta el centro de la rueda tractora. El ángulo resultante de la recta entre centros es, por tanto, de $66^{\circ}74'$.

$$\alpha = \arccos\left(\frac{70}{162.86}\right) = 66.74^{\circ}$$

La distancia entre centros del sistema será:

$$L^2 = 70^2 + 162.86^2$$

$$L = \sqrt{70^2 + 162.86^2} = 177,266\text{mm}$$

Una vez fijado estos valores, se procede a establecer los siguientes requerimientos.

1.4.1.3. Factor de seguridad

A la hora de realizar el diseño de un sistema como el del sistema de tracción, su correcto funcionamiento está sujeto a una serie de condiciones del entorno. El diseño se comprueba simulando una serie de condiciones que intentan imitar las

situaciones reales en las que se encontrará el sistema durante el Run. Sin embargo, una simulación no puede equipararse del todo a la realidad, por lo que se deja un margen de seguridad de robustez para que el sistema pueda funcionar incluso en condiciones más allá de las consideradas.

La competición, como normativa, exige un factor de seguridad de 1'5 en simulaciones estáticas para todos los componentes. El departamento de Propulsión y Estructuras de Hyperloop UPV estableció un factor de seguridad mínimo de 2 para las piezas diseñadas y mecanizadas, mientras que 1'5 se mantiene para las piezas comerciales. Mínimo significa que, si se supera ese valor, tampoco supone ningún problema, sobre todo en los casos en los que el movimiento y correcto funcionamiento del prototipo dependen del sistema al que se le aplique dicho factor.

1.4.1.4. Medios de actuación.

Existen muchos tipos de actuadores, a partir de los cuales se puede elegir el más adecuado para el sistema de tracción. Para su análisis, se dividirán dentro de 4 grupos, según el origen a partir de cual efectúan la fuerza o el movimiento: Eléctricos, Neumáticos, Hidráulicos y Mecánicos.

Como se ha dicho anteriormente, las prioridades de este proyecto y sus limitaciones principales son varias. Dos de las limitaciones principales, uno de los cuales afectará a dos de los tipos de actuadores, es el comportamiento en vacío, y la instalación correspondiente necesaria para su utilización.

La competición prohíbe automáticamente los sistemas hidráulicos de alta presión, debido a su poca compatibilidad con el vacío y la gran cantidad de problemas que puedan dar específicamente a las instalaciones de SpaceX (se recuerda que su principal prioridad es que sus instalaciones no se vean afectadas). La neumática, sin embargo, es ampliamente utilizada por los equipos participantes y ya es parte del sistema de frenos del prototipo. El problema principal reside en la ardua y concienzuda revisión que deben pasar los sistemas neumáticos de un prototipo durante la semana de testeo en SpaceX. Debido al temor de posibles fugas o incluso explosiones de la neumática que se podrían dar en vacío dentro del tubo, los ingenieros responsables de la competición son muy severos con estos sistemas, de manera que, a pesar de tener una línea completamente diseñada según sus requerimientos, debe pasar muchas revisiones que retrasan al equipo en la competición.

Los actuadores eléctricos son una solución a ese problema, no suponiendo mayores problemas de seguridad para la organización si son actuadores de muy baja tensión. El problema principal reside en otra de las limitaciones del proyecto: el tiempo. Teniendo un periodo de 10 meses para el desarrollo, diseño, y construcción del prototipo, la instalación eléctrica que corresponda a actuar 8 actuadores para todo el sistema completo de tracción, con su correspondiente alimentación, control y cableado, lleva tiempo y espacio, de los cuales el proyecto

y el prototipo no disponen, respectivamente. Por supuesto, lo mismo ocurre con los actuadores neumáticos e hidráulicos y su correspondiente línea.

Estos tres tipos están limitados también por el peso. Los actuadores de estos tipos son pesados y voluminosos. Para comprobarlo, se analizaron los actuadores neumáticos y eléctricos del sistema de frenos, que para proporcionar 500N de fuerza tenían un tamaño y un peso considerable, que no sirven para cumplir los requerimientos establecidos en apartados anteriores.

Quedan, por tanto, los actuadores mecánicos. Hay muchos tipos de actuadores mecánicos, pero por lo general suelen ser robustos, voluminosos y pesados. Sin embargo, hay unos componentes que no son estrictamente actuadores, pero sirven para realizar un amplio rango de fuerzas según su rango, su material y sus dimensiones: los resortes.



Figura 23: Diversos tipos de resortes

Los resortes (o más conocidos como muelles) son unos elementos relativamente sencillos de utilizar y montar, y con un tamaño relativamente bajo, son capaces de realizar grandes fuerzas. Pese a existir muchos tipos de muelles (resortes de torsión, cónicos, de tracción, de compresión...), debido a la distribución del sistema de tracción y las cargas a aplicar en la rueda tractora, se busca un sistema que pueda “pinzar” el raíl entre las ruedas con la suficiente fuerza como para obtener los 1600N, buscando una fuerza que intente unir las ruedas entre ellas. Por ello, el tipo de fuerza que se busca es el de tracción.

La opción más lógica es buscar muelles de tracción, preparados para realizar fuerza de tracción en respuesta a una deformación por alargamiento. Pero los muelles de tracción presentan un inconveniente serio: los extremos de anclaje.



Figura 24: Resorte de tracción

Como se muestra en la figura 24, los extremos de anclaje de los muelles de tracción son habitualmente una extensión de la espira, que deja su patrón helicoidal para acabar en un “gancho” del mismo material en los extremos. La fuerza que pueden aplicar, por tanto, más que por el paso, número de espiras y material, está limitado por lo que puede aguantar su extremo sin deformarse. Esta limitación lleva a tener muelles de tracción grandes, gruesos y/o voluminosos para cargas relativamente grandes, lo cual no encaja con los requerimientos establecidos para el sistema de tracción. Aunque hubiese un muelle de tracción que cumpliera los requerimientos, la propia forma del “gancho” complica el montaje en un agujero determinado.

Por esta razón, se decide utilizar muelles de compresión. Los muelles de compresión son los resortes más sencillos y conocidos, y pueden realizar grandes fuerzas con tamaños relativamente pequeños, habitualmente sacrificando rango de deformación lineal para conseguirlo.



Figura 25: Resorte de compresión de carga fuerte

La cuestión es utilizar los muelles de compresión convirtiendo la fuerza de tracción en compresión. Para que el muelle puede actuar, por ello, es necesario el diseño de un sub-sistema que realice la conversión y que se adapte al sistema de tracción: el tensor.

Se decide, por tanto, utilizar muelles de compresión con un tensor adaptado. La desventaja principal de este sistema es no tener la capacidad de establecer un

control en tiempo real del apriete. Viendo la figura 26, se ve que la necesidad de apriete en función de la posición durante el Run, que tiene asociada una velocidad instantánea por cada posición instantánea, se reduce. Por tanto, la diferencia entre el apriete necesario y el establecido se traduce en fuerza de rozamiento extra que reduce la velocidad del prototipo. No obstante, se decidió, debido a la dificultad y falta de tiempo para realizar un control de este tipo, optar por un apriete fijo e invariable en el tiempo, ya que el departamento de Dinámica estableció que la velocidad final del prototipo, objetivo final del proyecto, varía solamente en 3'2 km/h.

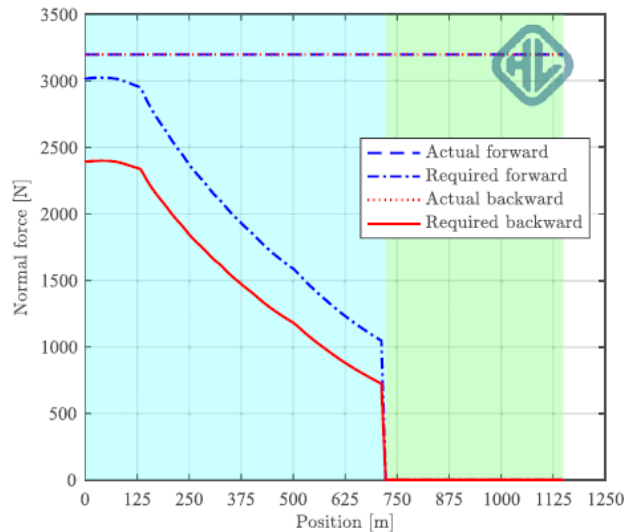


Figura 26: Fuerza de apriete(N) en función de la posición(m) en el Run

1.4.1.5. Movimiento del sistema

Según lo mostrado hasta ahora, el sistema de tracción se pretensará hasta 3200N a través de muelles de compresión, apretando la rueda contra el raíl. No obstante, el raíl no es uniforme durante todo el Run. Existen dos perturbaciones que afectan al apriete de las ruedas: la rugosidad del raíl y los escalones entre los tramos de raíl. Se analizan ambas perturbaciones por separado.

Siendo la rugosidad de un valor tan reducido como el dado por la organización, se asume que el propio recubrimiento es capaz de absorber cualquier "resalto" o "agujero" que se encuentre en su camino, por lo que el sistema de tracción no se ve prácticamente afectado por estas perturbaciones. El dilema reside en los escalones entre tramos de raíl cada 3m, siendo su valor máximo de 1'5mm.

Si establecemos una dirección y sentido de movimiento para las ruedas. En sentido de negativo del eje X, como es mostrado en la figura 27.

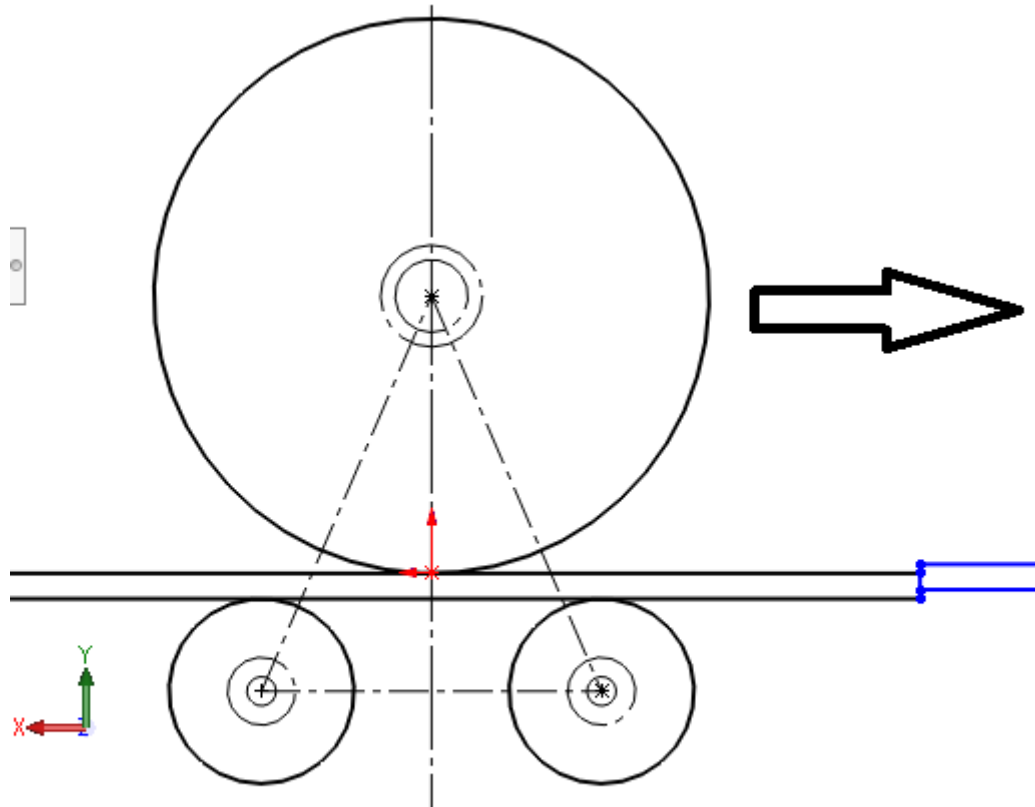


Figura 27: Plano 2D con el sentido de avance del prototipo

Analizando los conjuntos rueda tractora-rueda pequeña por separado, se pueden dar dos casos; o bien el escalón aumenta la distancia entre centros de las ruedas como un escalón en forma de resalto, o bien acerca las ruedas como en agujero. En ambos casos, la elongación de los muelles se ve afectada, afectando a la fuerza de apriete.

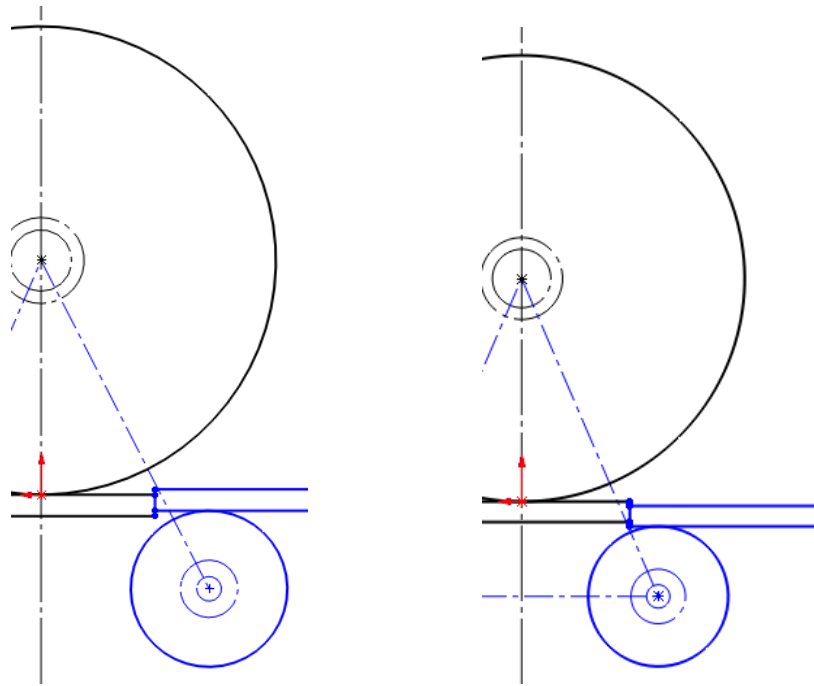


Figura 28: Posibles casos de desalineamiento de los tramos del rail

El primer caso, de extensión (del tensor, que equivale a la compresión del muelle), supone una elongación del tensor, que se traduce en la compresión del muelle elegido. En caso de que el muelle estuviese muy comprimido durante el pretensado y no tuviese recorrido suficiente de sobra, el sistema no podría absorber el resalto, afectando a su comportamiento. En caso de tener unas piezas con falta de robustez, el sistema podría deformarse o incluso romperse debido a un impacto, dejando sin tracción a la rueda, y, por tanto, sin capacidad de propulsarse al prototipo.

En el caso de compresión del tensor, el inconveniente es también el opuesto. En el instante en el que el conjunto rueda tractora-rueda pequeña se encuentra en un agujero, se puede dar el caso en el que no haya contacto, y, por tanto, falta de apriete, lo que lleva a la rueda a un posible deslizamiento, una vez más.

Estos casos se ven afectados por la velocidad. El comportamiento al principio del Run, en el caso en el que el prototipo circula a 20 Km/h, por ejemplo, o a 380km/h momentos antes de alcanzar la velocidad máxima (392km/h), implica un comportamiento, o más bien, una velocidad de adaptación a la perturbación diferente. Sin embargo, a unas velocidades altas en el que el prototipo y las ruedas tienen una inercia relativamente alta, la necesidad de tracción también es mucho menor, como demuestra la figura 26. La solución ideal sería colocar amortiguadores para absorber los impactos creados por dichas perturbaciones, ayudando al sistema de tracción a adaptarse a las perturbaciones.

Esa opción no se implementa por dos principales razones. La primera es una que ya se ha expuesto varias veces, que es la adición de peso al conjunto, y la segunda, es que el prototipo ya tiene un sistema de suspensión establecido y colocado entre el eje principal y el chasis. Por tanto, teniendo en cuenta la gran

tensiones que muchos materiales no podrían soportar sin unas dimensiones no adecuadas para el prototipo.

Las simulaciones del prototipo completo y de cada sistema por separado se realizan para poder estimar las medidas y el material de los componentes. No obstante, hay un rango de materiales a las que el proyecto está limitado debido a los medios de las empresas suministradores y de mecanizados, patrocinadoras del equipo.

El Aluminio es el material más utilizado en el prototipo. Concretamente, Aluminio de la serie 6000, viéndose componentes tanto de Aluminio 6061-T6 como de Aluminio 6082-T6. El tratamiento T6 incluido en ambos Aluminios a disposición, es de solución y posterior envejecimiento artificial, cuyo resultado es un aumento en el límite elástico. Así, pese a no haber aumentado la rigidez del material, si aumenta, en ambos casos, la tensión que pueden soportar sin sufrir una deformación plástica.

	Módulo Young (MPa)	Densidad (g/cm ³)	Límite Elástico (MPa)	Coef. Poisson
Aluminio 6061	68.90	2.70	55.20	0.33
Aluminio 6061-T6	68.90	2.70	276.00	0.33
Aluminio 6082	68.90	2.70	60.00	0.33
Aluminio 6082-T6	68.90	2.70	250.00	0.33

Tabla 1: Listado de materiales y varias características

Los datos de límite elástico varían en función de la temperatura y del grosor de la pieza, pero sirven como valores aproximados para las simulaciones que vendrán después.

Dichos aluminios, sin embargo, pese a tener disponibles algunos con relativamente alto límite elástico, su rigidez es demasiado baja para algunos usos. Por ello, en otros casos se utilizará Acero. El sistema de tracción, por tanto, requerirá de algunas piezas de acero.

1.4.1.7. Mecanizado

El futuro mecanizado de las piezas es una condición a tener en cuenta a la hora de diseñar el sistema. El proyecto cuenta con empresas de mecanizado de la zona como patrocinadores del equipo. No obstante, cada empresa tiene un contrato firmado con un límite de presupuesto que incluye los costes de mecanizado de las piezas que se les envíen para mecanizar, y se debe tener en cuenta que hay muchos otros sistemas además del sistema de tracción que

tendrán piezas para mecanizar. Por supuesto, cada empresa también tiene sus limitaciones de tamaño, material y tipo de mecanizado que pueda realizar.

Aunque no sea una prioridad principal, se debe intentar realizar el diseño intentando reducir el coste de mecanizado lo máximo posible. Para ello, se establece la norma de no tener cambios de grosor en piezas de manera que hay que quitar mucha capa de un mismo trozo de material que se utilice como base. Como consecuencia, aumentará la cantidad de piezas, que se unirán mediante elementos normalizados como tornillos, que a su vez se utilizarán también de pasadores además de como elementos de sujeción.

1.4.1.8. Imagen

Durante el evento que ocurre la semana del 22 de Julio en la sede de SPACEX, el prototipo pasa por muchos tipos de tests para obtener la aprobación para realizar un Run e el tubo. No obstante, es importante que el prototipo tenga cierta buena imagen para atraer la atención de los ingenieros que realizan y aprueban dichos tests, así como otros trabajadores de la empresa interesados, que en un futuro puedan ayudar o apoyar a Hyperloop UPV en competiciones.

Por ello, aunque no sea una de las prioridades principales, se intentará que el sistema de tracción, sistema que se ve claramente desde el exterior junto con la rueda, tenga cierta imagen y atraiga las miradas.

1.4.2. Diseño del cuerpo principal

Una vez establecidos los requerimientos de diseño, se procede a diseñar el cuerpo principal del sistema de tracción, que incluye todas las piezas excepto los tensores para los muelles. En principio se podrían diseñar los tensores y luego adaptar el resto a este diseño, pero, por razones internas de distribución de trabajo entre los miembros del equipo, se diseñó el cuerpo principal primero (siempre teniendo en cuenta que se debía poder montar los tensores después), para después seleccionar los muelles y diseñar los tensores en función de ambos componentes.

Por el anclaje al eje, es necesario un rodamiento donde apoyar la carga del sistema de tracción y transmitírsela a la rueda a través del eje, mientras que deja al mismo girar libremente. El diámetro principal del eje seleccionado es de 30mm, en parte por robustez y también por ser un diámetro del cual existen diámetros interiores de rodamientos que poder utilizar para el resto de componentes que irán sujetos al eje.

Puesto que la posición de la polea conducida del eje principal está fijada por la posición de la polea tractora, que a su vez está fijado por la posición del motor, hay una distancia entre polea conductora y eje en el cual hay que meter los anclajes de ciertos sistemas además del sistema de tracción. El sistema de tracción es uno de los primeros en diseñarse, por lo que es recomendable que

no abarque demasiado espacio para luego no tener futuros problemas de montaje.

La selección del rodamiento, por tanto, se realiza con los siguientes criterios:

- Diámetro interior de 30mm.
- Relativamente estrecho.
- Carga soportable mayor a 1600N.
- Velocidad límite mayor a 10000 rpm. Esta velocidad se puede calcular o bien con la velocidad del motor y la relación de transmisión o bien con la velocidad máxima del prototipo redondeada a 400Km/, para tener margen.

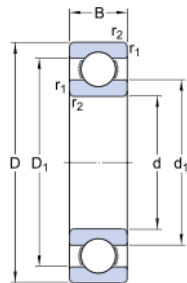
$$v = 400 \frac{km}{h} = 400 \times \frac{1000}{3600} = 111.11 \frac{m}{s}$$

$$r = 114.3mm = 0.1143m$$

$$\omega_{tractora} = \frac{v}{r} = \frac{111.11}{0.1143} = 972.10 \frac{rad}{s} = 9282.88 \text{ rpm}$$

El rodamiento seleccionado, siguiendo estos criterios, es el **rodamiento 61806**. Es un rodamiento rígido de bolas con las siguientes dimensiones:

Dimensiones



d	30	mm
D	42	mm
B	7	mm
d ₁	≈ 33.7	mm
D ₁	≈ 38.35	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Figura 30: Dimensiones principales del rodamiento 61806

Y los siguientes datos de carga:

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.49	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.9	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.146	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		20000	r/min
Factor de cálculo	k _f	0.015	
Factor de cálculo	f ₀	13.9	

Figura 31: Características de carga y velocidad del rodamiento 61806

Puesto que el sistema de tracción se monta con su carga máxima en estático, la capacidad de carga a observar será la estática. La velocidad seleccionada es la velocidad límite, debido a que la de referencia sólo sirve para cargas muy bajas.

$$FS_{CARGA} = \frac{2900}{1600} = 1.8125 > 1.5$$

$$FS_{VEL} = \frac{20000}{9282.88} = 2.1545$$

1.4.2.1. Asiento de rodamiento

La pieza **asiento de rodamiento** es la primera pieza diseñada. Como el nombre indica, su función es albergar el rodamiento como si de una pista exterior se tratase. Por ello, utilizando la base del plano de distribución de ruedas utilizado para las distancias, se considera el contorno exterior del rodamiento como punto de partida y se dibuja alrededor.

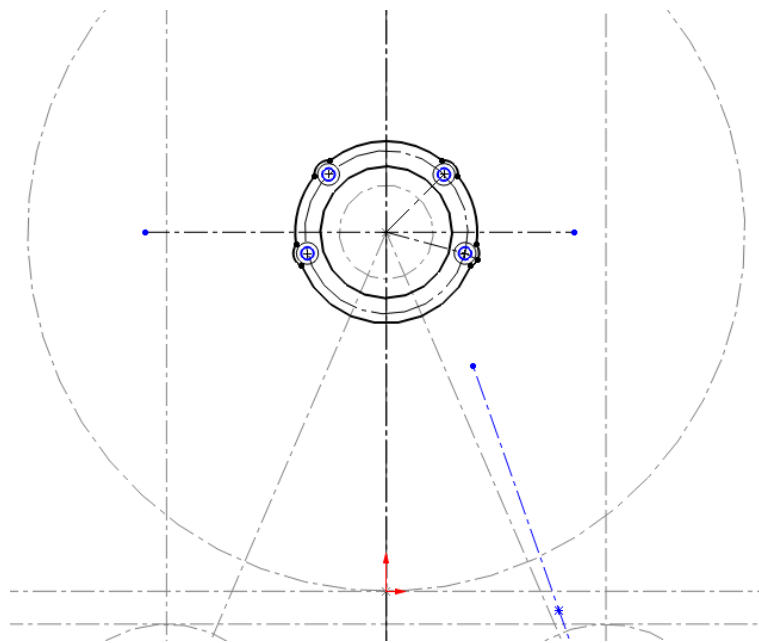


Figura 32: Diseño de la parte superior de la pieza asiento de rodamiento

Los cuatro círculos del exterior son agujeros para utilizar más adelante tornillos pasantes que sujetan las planchas laterales y soportan la carga de los tensores, para transmitírselos al rodamiento. El diámetro exterior de la pieza se ha considerado teniendo en cuenta dichos agujeros, dejando pared suficiente hacia el interior para dejar margen con el rodamiento. Para hacer la pieza más pequeña, vistosa y reducir algo de material, se añade lo justo de margen exterior alrededor de los agujeros para que apoyen la cabeza del tornillo y la tuerca.

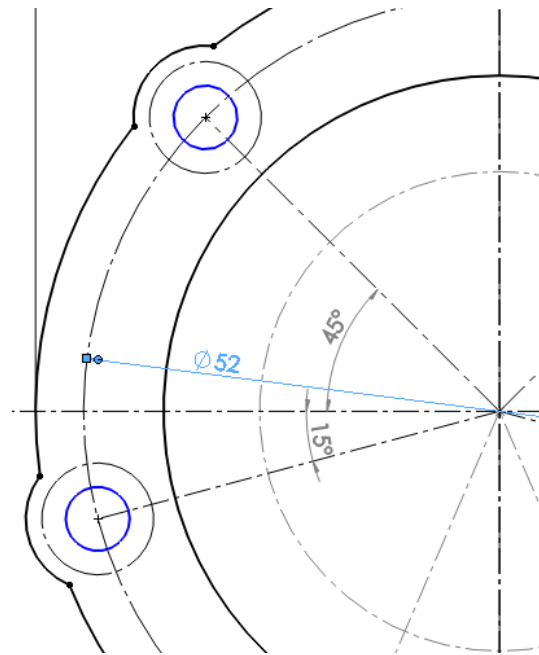


Figura 33: Posición de los agujeros de la pieza asiento rodamiento

La posición de los agujeros, en lugar de utilizar cotas de coordenadas absolutas, se fija mediante coordenadas polares, con una circunferencia de diámetro 52mm, y un ángulo de 45° y de 15° para los agujeros superior e inferior, respectivamente. De esta manera se facilita el mecanizado en las posiciones correspondientes.

La sujeción que une el tensor con el cuerpo principal aún no es conocida, pero se pretende que esté posicionada relativamente cerca del eje. Además, la carga vertical provoca que donde se aplique la carga en el rodamiento sea en la semi-circunferencia superior, por lo que el asiento no sufre tanta tensión en la zona inferior. Por estas dos razones, y para evitar cualquier tipo de contacto entre piezas que no se desee, se reduce un poco la parte inferior del asiento, aumentando el radio del arco que une ambos lados.

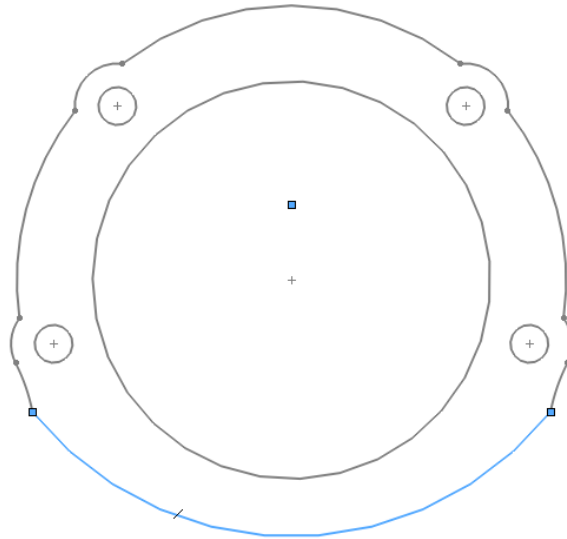


Figura 34: Arco inferior de la pieza asiento de rodamiento

Puesto que el rodamiento es de un grosor de 7mm, el asiento será de mínimo lo mismo que el rodamiento. Para poder encajarlo y luego evitar que el sistema se desplace lateralmente, la pieza será de 7mm y luego el rodamiento se restringirá mediante las planchas laterales que se diseñan más tarde, funcionando como “tapas” laterales.

La pieza, por tanto, tras aplicar redondeos habituales de 10 mm que muchas herramientas de mecanizado pueden realizar, se queda de la siguiente manera:

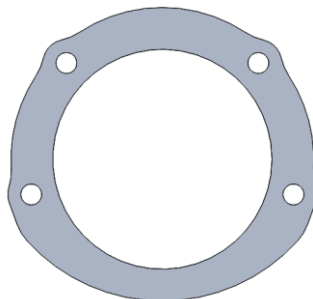


Figura 35: Vistas frontal de la pieza asiento de rodamiento

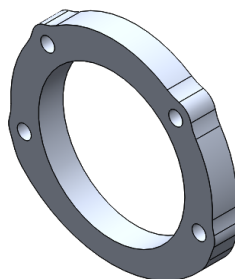


Figura 36: Vista isométrica de la pieza asiento de rodamiento

1.4.2.2. Sujeción rueda

La pieza siguiente a añadir en el diseño son las sujeciones que soportan los ejes conectados a las ruedas pequeñas. La sujeción tendrá dos primeros puntos de anclaje; la del eje pequeño, y la del tensor, para poder aplicar directamente la fuerza sobre las ruedas pequeñas.

Debido a que el tensor está colocado en ángulo, tiene una componente horizontal. Al ser el apoyo inferior una rueda y el muelle tender a su longitud de equilibrio (esto es, sin compresión), el tensor tiraría de la rueda, acercándola hacia el centro, buscando la posición vertical desde el anclaje superior. Por ello, para mantener su posición, se establece un tercer anclaje.

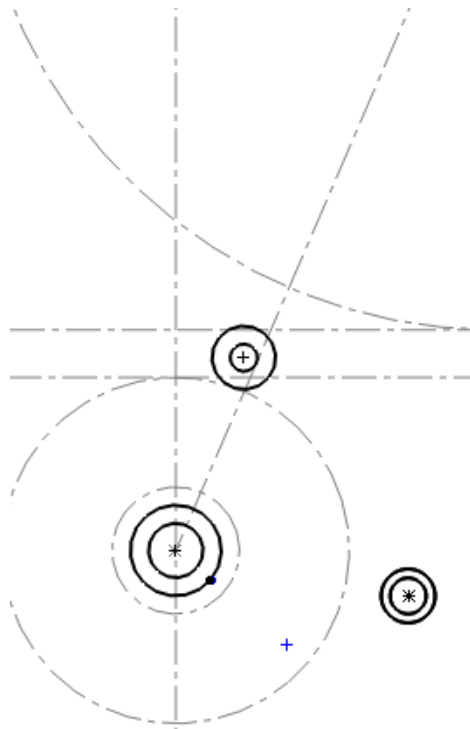


Figura 37: Esquema 2D de los tres puntos de anclaje de la pieza sujeción rueda

El punto de anclaje interior sirve, además, como centro de giro del mecanismo rueda tractora-tensor-rueda pequeña.

Las circunferencias exteriores de cada conjunto corresponden a las paredes exteriores, requiriendo más en el anclaje superior para el tensor que en el interior. La circunferencia superior, como se aprecia, está fuera de la dirección establecida por la recta entre centros de las ruedas. Esto se debe a que se intenta colocar el tensor con un poco más de ángulo del que tiene la recta con la horizontal, para aprovechar mejor su recorrido. El punto en concreto, está relacionado con el anclaje superior que tendrá el tensor, como se ve más adelante.

Falta, por tanto, unir las 3 circunferencias. Como premia la ligereza, se unirán mediante tres nervios entre ellos, formando una pieza con hueco entre ellos.

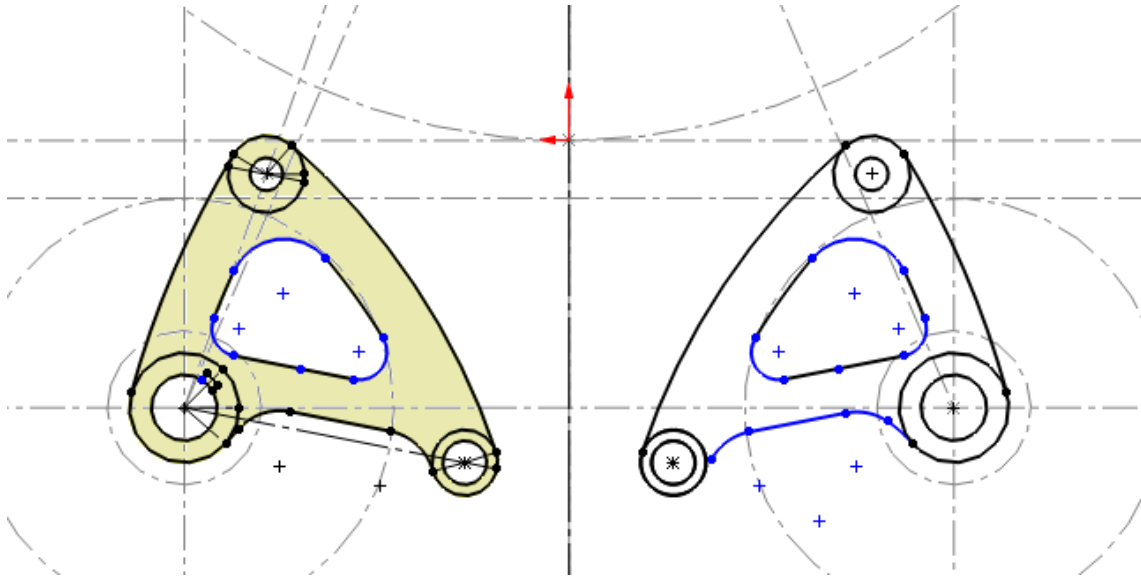


Figura 38: Plano 2D de las dos piezas sujeción rueda

Debido a que la pieza estará colocada entre las dos planchas laterales como se verá más adelante, su grosor será ligeramente menor al hueco entre ellas, definido por la pieza asiento de rodamiento, que es de 7mm. De esta manera, la pieza no rozará con las paredes, no dañándolas ni oponiéndose al movimiento por rozamiento con ellas.

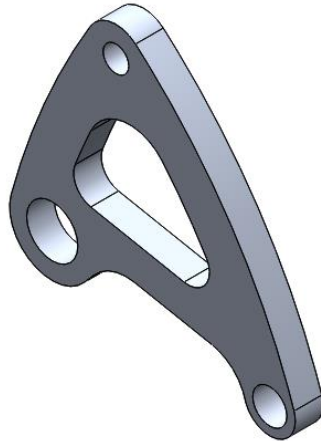


Figura 39: Vista isométrica de la pieza sujeción rueda

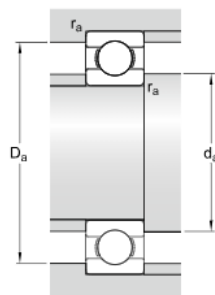
Los 3 agujeros son de 12mm (eje pequeño), 6mm (anclaje tensor) y 8mm (anclaje a planchas laterales) de diámetro, correspondientes al tamaño de los tornillos o eje que pasará a través de ellos.

1.4.2.3. Plancha lateral

Una vez diseñadas las piezas que conectan directamente con los apoyos del sistema de tracción (el rodamiento con el eje y las ruedas pequeñas con el raíl), es necesario unirlos y dar un anclaje al tensor. Para ello, se diseñan las **planchas laterales**, dos planchas metálicas que sujetan el asiento del rodamiento, haciendo de “tapa” lateral para que el rodamiento este bien fijado dentro la pieza, que a su vez sirven para el anclaje superior del tensor y para el tercer anclaje de las piezas sujeción rueda.

Primero se comienza con la parte superior, correspondiente al rodamiento del eje. Cada rodamiento, para evitar contacto entre partes que tienen giro relativo y/o garantizar apoyo suficiente, tiene unos límites para la pista exterior definidos por el fabricante. Para el rodamiento 61806, son los siguientes:

Dimensiones de los resaltes



d_a	min.	32	mm
D_a	max.	40	mm
r_a	max.	0.3	mm

Figura 40: Dimensiones de los resaltes para posicionado del rodamiento 61806

La pared establecida para la pista exterior, o el agujero en la plancha lateral en este caso, debe ser de máximo 40mm de diámetro. El límite inferior se define por el diámetro máximo de la pista interior, definido en la figura 40. Respecto al contorno exterior en la zona superior, por los tornillos que hay que colocar en las mismas posiciones y por imagen, será el mismo que **asiento del rodamiento**.

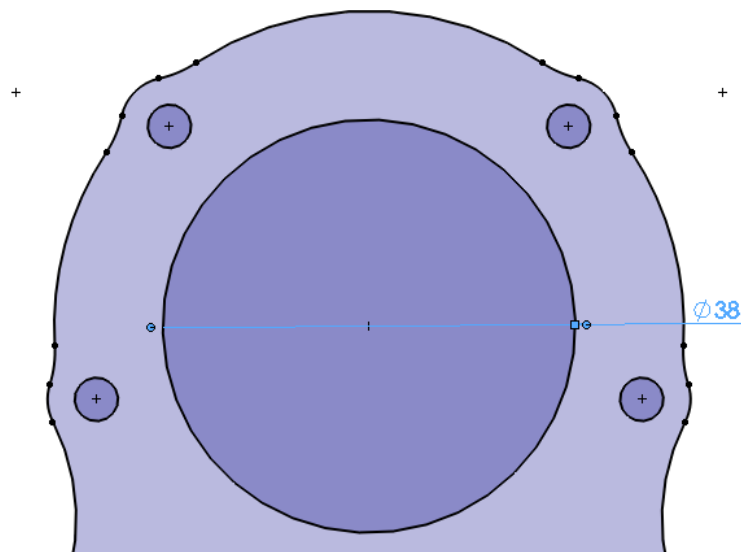


Figura 41: Esquema 2D de la parte superior de la pieza plancha lateral. Diámetro del agujero

Se define un diámetro interior de 38mm, entre los dos límites. El contorno y la posición de los agujeros es la misma para las dos piezas. El siguiente paso son los anclajes de los tensores.

Para evitar cualquier contacto que pueda darse con otras piezas y a su vez colocar el tensor ligeramente lo más vertical posible, se ha establecido la posición hacia fuera del conjunto, intentando evitar la parte inferior de **asiento de rodamiento** y facilitando toda la zona central que unirá las partes superior e inferior. Las medidas son las siguientes:

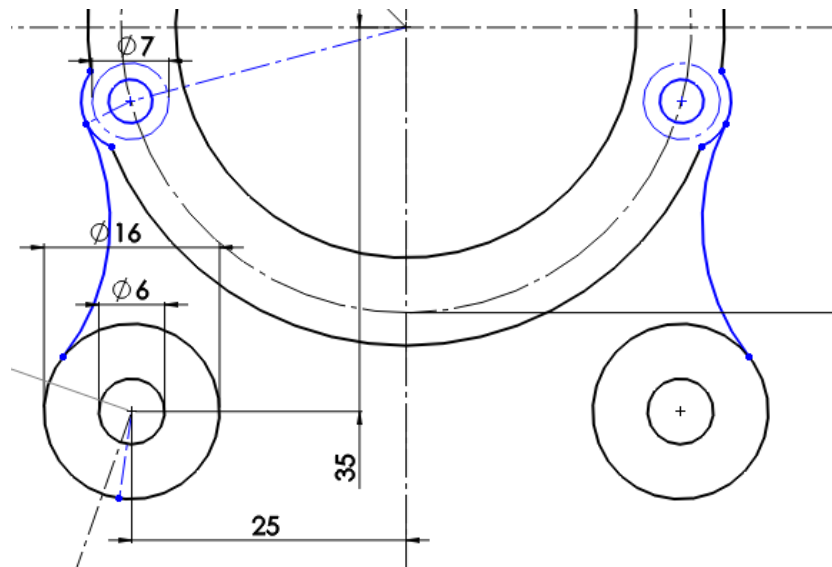


Figura 42: Esquema 2D de la parte superior de la pieza plancha lateral. Posición de los anclajes superiores

Las cotas son de un valor exacto para luego facilitar la posible realización de taladrados para los agujeros. Puesto que los tensores tiran de la plancha, se ha dejado una pared de 5mm (la diferencia de radios entre el agujero de 6mm (igual que en la pieza **sujeción rueda**) y la circunferencia exterior de 16mm) para evitar deformaciones o roturas, que más tarde se comprueban en la simulación. La unión entre la zona superior de la plancha y los enganches se hace mediante tangencias, para dar una mejor imagen a la pieza.

Los únicos anclajes de la zona inferior son los de cada **sujeción rueda**, por lo que será necesario solo tener en cuenta esos dos agujeros de 8mm.

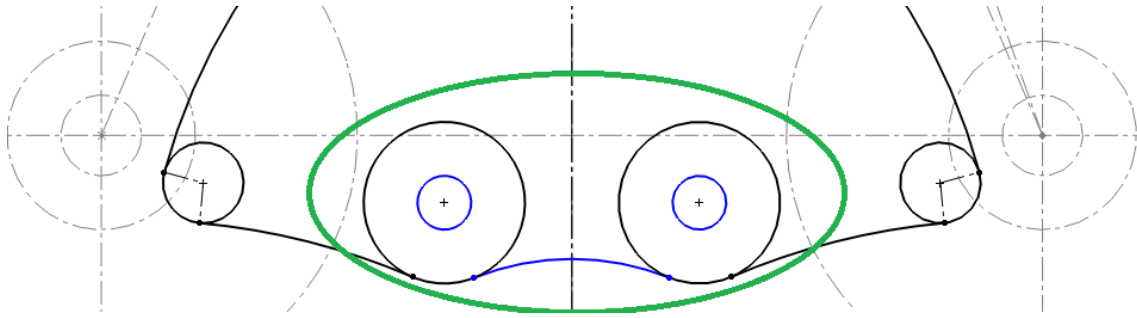


Figura 43: Esquema 2D de los anclajes inferiores de la pieza plancha lateral

Una vez localizados todos los puntos a unir, se crea la **plancha lateral**, pieza que unirá ambas zonas superior e inferior. Como su nombre indica, se pretende que sea una plancha metálica, y a poder ser, lo más estrecha posible. Puesto que su mecanizado será por corte por agua o láser, hacer una geometría más complicada pero que sea más visual es posible sin complicar el proceso, por lo que se crea un diseño que cumpla ambas condiciones (figura 44).

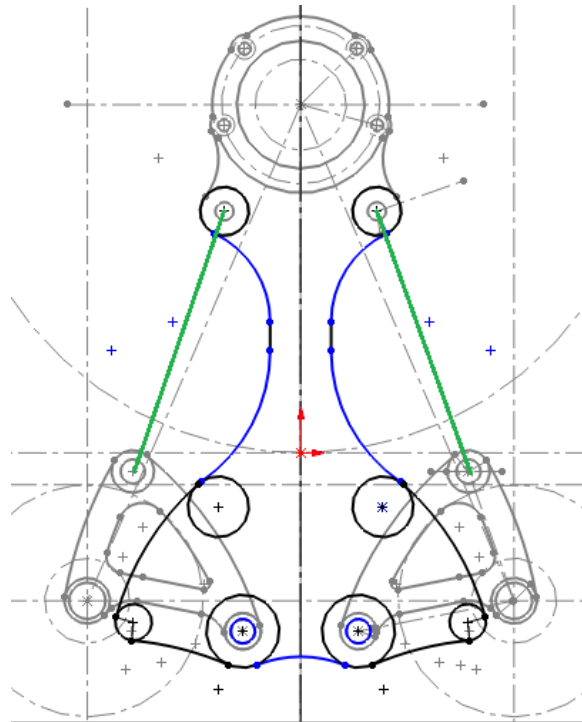


Figura 44: Esquema 2D de la pieza plancha lateral. Posición de los tensores (en verde)

Las líneas verdes de la figura 44 marcan la posición de los tensores, unidas tanto a las sujeciones de las ruedas como a la plancha lateral en la zona superior. Por reducción de peso y por imagen, en un principio se le añaden vaciados a la plancha en las zonas centrales, donde se sospecha que no haya concentraciones de tensiones. La zona central se ha estrechado debido a que el muelle del tensor estará posicionado por esa zona, por lo que necesitará más espacio para colocarse.

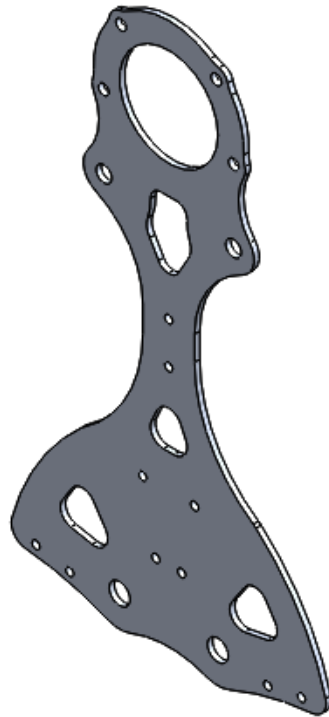


Figura 45: Vista isométrica de la pieza plancha lateral

El conjunto completo del cuerpo principal una vez ensamblado, por tanto, se ve como en la figura 45 siguiente:

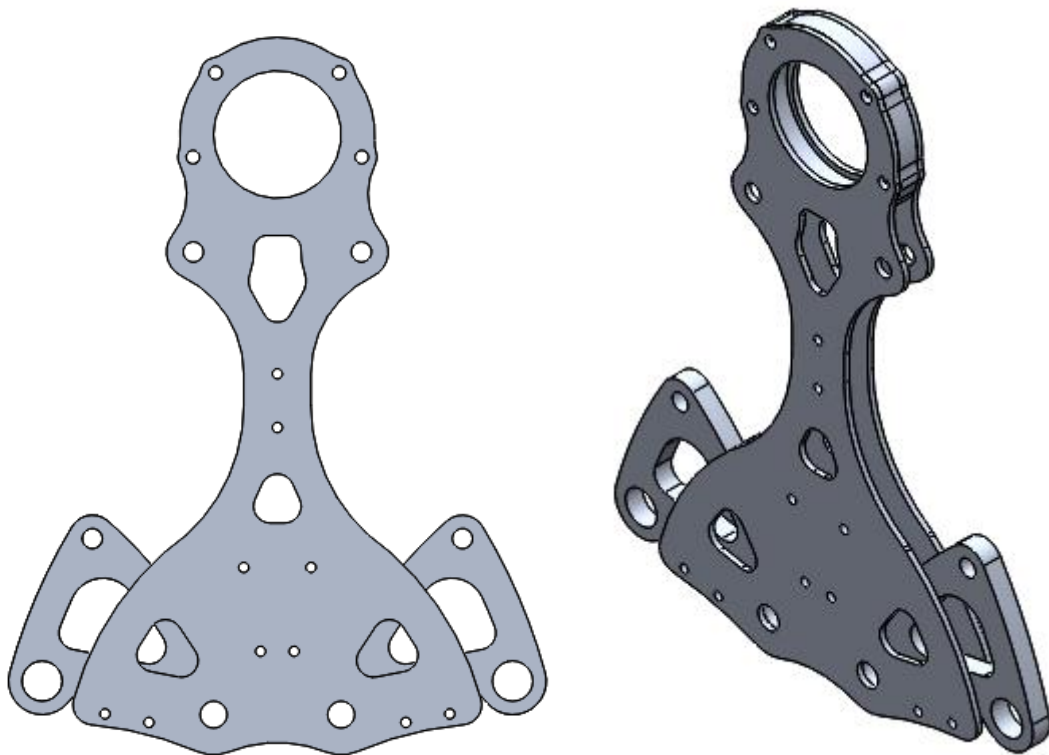


Figura 46: Vistas frontal e isométrica del conjunto cuerpo principal

El espesor inicial dado a las planchas es de 2mm. No obstante, durante el proceso de montaje, se decide cambiar el grosor de 2 a 4mm, y también el material de aluminio 6061-T6 a acero.

1.4.3. Diseño del tensor

1.4.3.1. Selección del muelle

El tensor es el sub-sistema diseñado para convertir la compresión del muelle en fuerza de tracción para el sistema de tracción. Como el cuerpo principal del sistema está ya diseñado, hay una medida establecida entre anclajes.

Uno de los prerequisites del diseño del tensor es cómo se va a tensar, esto es, el método para comprimir el muelle lo suficiente como para dar la fuerza establecida para cada tensor. Se decide que, lo más sencillo para asegurar que la carga sea la establecida, es que funcione mediante tensado directo por distancia, esto es, que cuando la rueda apoye en el raíl, sea porque el tensor está lo suficientemente tensado como para tener la distancia adecuada para poder apoyarla.

Lo primero, por tanto, es la selección del muelle. Para ello, se ha preparado un archivo MATLAB con una serie de cálculos para discernir entre las opciones que se tienen.

Las constantes determinadas son la carga total por cada rueda, el número de muelles, y el ángulo de los tensores en el que se debe dar la carga establecida.

$$\text{Carga vertical total por rueda} = C_t$$

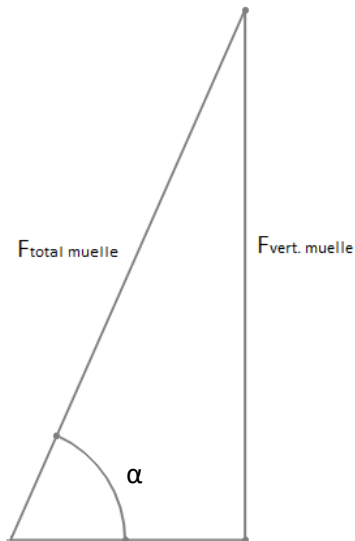
$$\text{Número de muelles por rueda} = 4$$

$$\text{Ángulo de tensor} = \alpha$$

La carga vertical por cada muelle será, por tanto:

$$F_{\text{vert.muelle}} = \frac{C_t}{4}$$

La fuerza real aplicada por el muelle será mayor para poder obtener esa fuerza vertical, debido al ángulo de montaje.



$$\text{sen } \alpha = \frac{F_{\text{vert.muelle}}}{F_{\text{total muelle}}}$$

$$F_{\text{total muelle}} = \frac{F_{\text{vert.muelle}}}{\text{sen } \alpha}$$

Figura 47: Triángulo de fuerzas del muelle

Una vez se tiene la fuerza total que debe aplicar cada muelle, se selecciona utilizando la ley de Hooke que rige el comportamiento lineal de los muelles:

$$F = K \times d$$

Siendo:

F = La fuerza que aplica el muelle

K= índice de carga o constante elástica del muelle

d = deformación del muelle

Como se ha comentado antes, se pretende conocer las siguientes características de los muelles una vez aplicada la precarga, para dar capacidad al sistema de responder a perturbaciones y a posibles cambios de última hora que se necesiten realizar.

- Fuerza vertical sobrante. Es el valor de fuerza de sobra que tendrá cada muelle tras aplicar el pretensado de cada rueda. Dado en Newtons (N).
- Longitud en precarga. Longitud del muelle una vez aplicada la precarga, que se relaciona mediante la Ley de Hooke con la deformación creada por la fuerza aplicada. Dado en milímetros (mm).
- Compresión sobrante: Deformación restante hasta la longitud mínima del muelle. Dado en milímetros (mm).

De los muelles, por tanto, se requiere de los siguientes datos:

- Longitud sin precarga (L), que es la longitud natural del muelle, sin aplicarle nada de compresión. Dado en milímetros (mm).

- Longitud mínima o Límite, que es la longitud mínima que admite el muelle para seguir cumpliendo la ley de Hooke. Dado en milímetros (mm).
- Índice de carga o constante elástica del muelle (K). dado en Newtons por milímetro (N/mm).

Para la selección del muelle, se revisaron una gran cantidad de empresas con muchos muelles. Se seleccionó la empresa ASSOCIATED SPRINGS RAYMOND y su amplio catálogo de muelles de compresión de carga fuerte con distintos tipos de longitudes, rangos de funcionamiento lineal y constantes.

Para poder evaluarlos, se han introducido en tres vectores distintos las tres características del muelle proporcionadas por la empresa. Se ha acotado la cantidad de muelles considerados para su uso mediante las constantes, limitando la selección a 65 muelles diferentes. Los vectores, por tanto, tendrán 65 elementos cada uno.

```
%Indices de carga
K=[90.2 92.8 92.8 92.8 93.5 94.2 94.6 95.3 96.3 96.3 96.7...
  100.2 100.7 102.3 102.3 105.1 105.1 105.1 109.3 109.3 109.3 110.3...
  114.4 115.6 116.3 116.3 116.5 117.3 118.6 120.8 122.6 124.3...
  124.7 127.8 127.8 128.9 131.3 136.6 136.9 142.2 142.9 143.6 144.8...
  145.4 146.2 146.8 152.7 154.1 154.8 155.9 155.9 156.9 158.5 159.7...
  162.9 166.7 171.1 175.1 176.5 180.4 182.1 186.3 188.6 189.1 190.0...
  192.6];

%Longitudes sin comprimir
L=[50.8 50.8 127.0 114.3 127.0 38.1 88.9 76.2 304.8 25.4 101.6...
  254.0 152.4 152.4 114.3 101.6 44.4 114.3 88.9 63.5 76.2 25.4...
  31.8 50.8 101.6 101.6 63.5 139.7 88.9 38.1 127.0 254.0...
  304.8 203.2 127.0 76.2 44.4 88.9 88.9 63.5 114.3 177.8 25.4...
  76.2 114.3 50.8 50.8 31.8 254.0 38.1 101.6 63.5 203.2 101.6...
  76.2 76.2 152.4 63.5 44.4 50.8 44.4 88.9 139.7 25.4 88.9...|
  31.8];

%Longitud con compresion máxima (Ll)
Limite=[40.6 38.1 101.6 85.9 95.3 28.7 66.8 61.0 243.8 19.0 81.3...
  203.2 121.9 121.9 91.4 76.2 35.6 88.9 71.1 47.8 57.2 20.3...
  23.9 40.6 81.3 76.2 50.8 111.8 66.8 30.5 101.6 203.2...
  243.8 162.6 101.6 61.0 35.6 71.1 66.8 47.8 91.4 142.2 19.0...
  57.2 91.4 38.1 40.6 25.4 203.2 30.5 81.3 50.8 162.6 81.3...
  57.2 61.0 121.9 47.8 33.3 38.1 35.6 71.1 111.8 20.3 71.1...
  25.4];
```

Figura 48: Vectores de datos de los muelles seleccionados

Las ecuaciones para determinar las condiciones tras precarga de cada uno son establecidas siguiendo las ecuaciones utilizadas para el cálculo de la fuerza total cada muelle y la ley de Hooke.

$$d(\text{mm}) = \frac{F_{\text{total muelle}}(N)}{K\left(\frac{N}{\text{mm}}\right)}$$

$$\text{Longitud en precarga} = L_{\text{final}}(\text{mm}) = L(\text{mm}) - d(\text{mm})$$

$$\text{Compresión sobrante (mm)} = L_{final}(\text{mm}) - \text{Límite}(\text{mm})$$

$$\begin{aligned} \text{Fuerza vertical sobrante (N)} \\ = \text{Compresión sobrante (mm)} \times K(\text{N/mm}) \times \text{sen } \alpha \end{aligned}$$

Los parámetros calculados tendrán un valor para cada muelle comercial. Para la selección, por tanto, hay que establecer un valor límite o un rango admisible para cada uno, y quien cumpla todos los valores establecidos, por tanto, será el muelle seleccionado.

Los considerados parámetros más importantes son la longitud en precarga y la compresión sobrante, pues el primero afecta a las dimensiones del tensor a la hora de diseñarlo, y el segundo es el que evitará que los tensores se bloqueen por fin de recorrido del muelle en caso de la tracción del muelle por los escalones. La fuerza sobrante es importante para asegurarse de no escoger un muelle con una constante demasiado baja como para que permita hacer posibles cambios adaptativos en el futuro.

Los escalones entre raíles son de 1'5mm como máximo. Debido a que la pieza **sujeción rueda** está anclado en su centro de giro a las planchas laterales, se debe tener en cuenta que la pieza realiza un giro respecto a este punto. El sistema con las medidas correspondientes en un momento inicial antes del escalón se muestra en la figura 49.

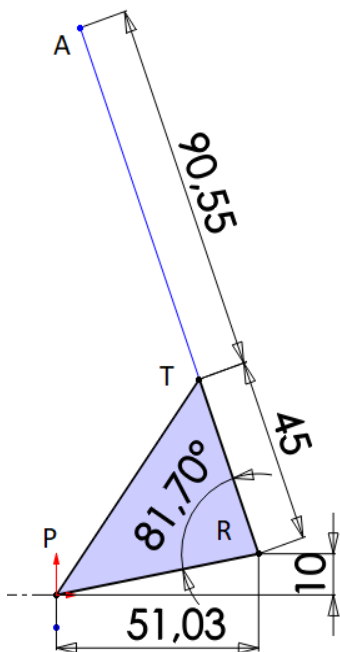


Figura 49: Esquema 2D de medidas de medio conjunto sistema de tracción

Se coloca el sistema de referencia en el anclaje a las planchas laterales. Debido a que la pieza es rígida, las medidas del triángulo que forman los centros de anclaje son fijas.

Si se establecen los puntos del sistema con la siguiente nomenclatura, como se muestra en la figura 48:

A = Anclaje superior del tensor

T = Anclaje inferior del tensor

R = Anclaje del eje de la rueda

P = Anclaje a las planchas laterales.

Los subíndices 1 y 2 marcan el instante inicial y el de después del escalón.

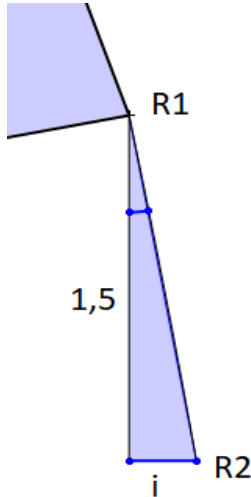
Si se establece el origen de coordenadas en el punto P, las coordenadas del punto R en el instante inicial son de:

$$R_1 = (51'03, 10)$$

El ángulo entre la horizontal y el segmento PR es el siguiente:

$$\alpha_1 = \arctan \frac{10}{51'03} = 11'09^\circ$$

El desplazamiento vertical del escalón se aplica en R_1 . Puesto que es un desplazamiento muy pequeño, se puede suponer lineal y no curvo. En la figura 50 se representan ambas líneas. No obstante, debido a su similitud, se superponen y no se aprecian.



Se forma el triángulo mostrado en la figura 50. El desplazamiento horizontal para llegar a R_2 , por tanto, es de:

$$i = 1'5 \times \tan \alpha_1 = 0'30mm$$

Las nuevas coordenadas de R_2 son:

$$R_2 = (51'33, 8'50)$$

Figura 50: Triángulo de desplazamientos del punto R

Al haber cambiado de posición el punto R, el ángulo del segmento PR con la horizontal no es el mismo. Se vuelve a calcular.

$$\alpha_2 = \arctan \frac{8,50}{51,32} = 9'40^\circ$$

El ángulo entre los segmentos PR y RT es de $81'70^\circ$. El ángulo inicial del segmento RT con la horizontal es de $70'61^\circ$, que es el mismo que el de los tensores en precarga. Se calcula el nuevo ángulo para luego determinar las nuevas coordenadas de T.

$$\beta = 81'7 - 9'4 = 72,3^\circ$$

$$T_2 = (51'33 - 45 \times \cos 72'3, 8'50 + 45 \times \sen 72'3) = (37'64, 51'37)$$

$$A = (6'03, 137'86)$$

Las coordenadas del anclaje A son fijas. Por tanto, el nuevo triángulo donde la hipotenusa se calcula con la diferencia entre las coordenadas es la nueva longitud del tensor.

$$M (\text{Longitud tensor}) = \sqrt{(37'64 - 6,03)^2 + (137'86 - 51'37)^2} = 92'10 \text{ mm}$$

$$\gamma = \arctan \frac{86'49}{31'61} = 69,92^\circ$$

La compresión del muelle debido a un escalón de 1'5mm es, por tanto:

$$x = 92'10 - 90'55 = \mathbf{1'55mm}$$

El muelle, por tanto, debe tener una longitud de compresión restante mayor que 1'55mm. No obstante, para tener algo de margen, se ha decidido poner como límite 1'70mm

Debido a que el muelle es una pieza relativamente robusta, es importante tener un muelle mínimamente grande para realizar el tensor. Si el muelle es pequeño y se conectan los anclajes del tensor con unos tornillos muy largos en proporción, provoca que el sistema no sea tan rígido y por tanto menos resistente, tanto a cargas como a momentos flectores.

El límite que se ha impuesto de longitud en precarga del muelle, por tanto, es de 26'25mm, que coincide con la longitud en compresión máxima de varios de los muelles. Es aproximadamente el 30% de la longitud del tensor como muelle. Análogamente, se establece una longitud máxima de 40'55mm, con lo que queda un mínimo de 50mm para las piezas de anclaje del tensor en longitud de precarga aplicada

Se establece como límite de fuerza sobrante el 30% de la precarga, que son 240N. Las condiciones establecidas para los muelles son entonces:

- 1,7 mm de compresión restante
- 26'25mm de longitud mínima de precarga
- 40,55mm de longitud máxima de precarga
- 240 N de carga sobrante

El programa compara los valores obtenidos de los cálculos con los límites impuestos, y devuelve un vector con la misma cantidad de elementos que los anteriores, mostrando un 0 si el muelle está descartado, y el valor de la constante del muelle (es como están listados los muelles en el catálogo de la empresa y la manera más fácil de discernir cada uno) si cumple las condiciones.

Muelles_finales_2 =

Columns 1 through 13

0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0

Columns 14 through 26

0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0

Columns 27 through 39

0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 131.3000 0 0

```

Columns 40 through 52
      0      0      0      0      0      0      0      0      0      0      0 155.9000      0      0
Columns 53 through 65
      0      0      0      0      0      0 176.5000      0 182.1000      0      0      0      0
Column 66
192.6000
    
```

Figura 51: Resultado de la selección de muelles

Para tener resultados más visuales de cada parámetro, el programa también muestra gráficas mediante una nube de puntos para los muelles y una línea límite de cada uno

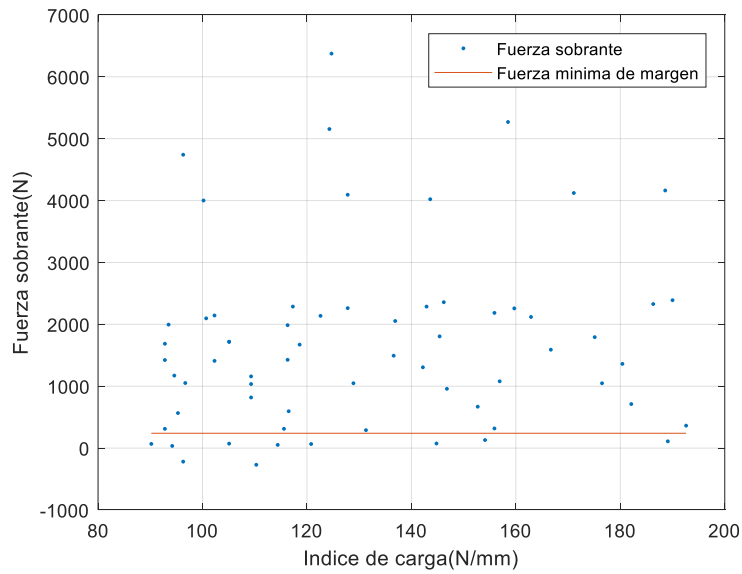


Figura 52: Fuerza sobrante (N) de cada muelle. La línea roja delimita la fuerza mínima establecida

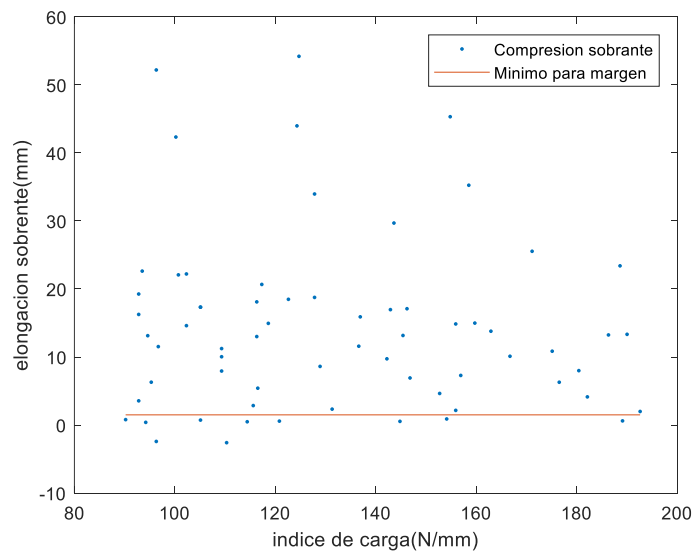


Figura 53: Elongación sobrante (mm) de cada muelle. La línea roja delimita el mínimo establecido

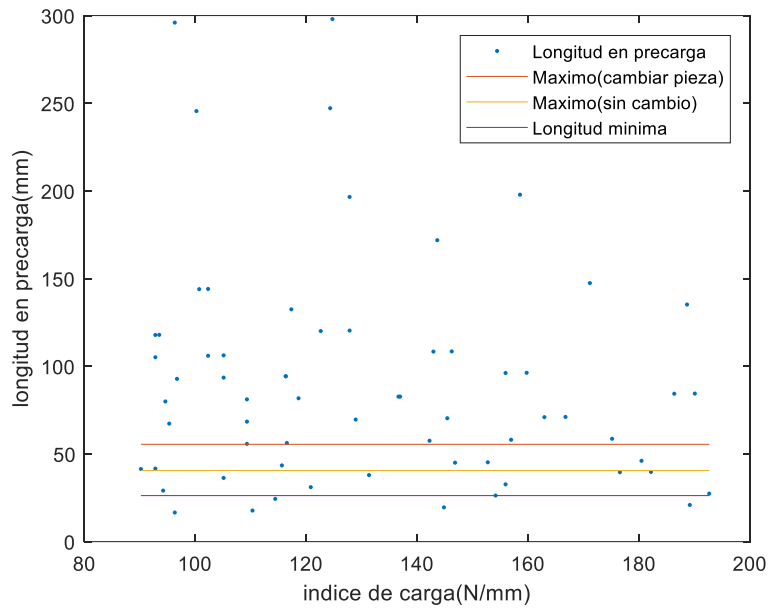


Figura 54: Longitud de precarga de cada muelle. La línea morada delimita el mínimo, la amarilla el máximo sin tener que modificar la pieza sujeción rueda, y la roja el máximo teniendo que modificarla

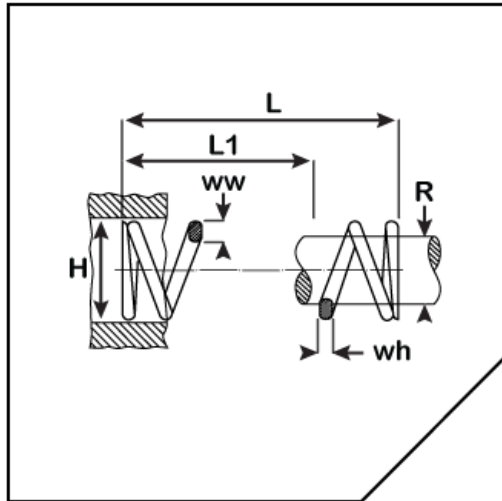
La condición más limitante ha sido el margen de longitudes de precarga establecida para el muelle. Su robustez y la capacidad de montarlo junto con los anclajes del tensor, es lo que ha concretado la selección.

El muelle que tiene capacidad de producir más fuerza en menos deformación es el muelle de 192'6 N/mm, el último de los seleccionados en el proceso. Este, por tanto, requerirá de menos cambios en distancias en caso de necesitar aumentar o disminuir la fuerza aplicada por el sistema de tracción. Por ello, el muelle seleccionado es el de constante 192,6 N/mm.

CV0750-1250-135



Figura 55: Muelle de compresión de carga fuerte modelo CV0750-1250-135



Ajuste Orificio, mín. (H) (mm)	19.05
Ajuste de la Varilla, máx. (R) (mm)	9.52
Anchura del Alambre, Aproximada (ww) (mm)	4.19
Altura del Alambre, Aproximada (wh) (mm)	3.43
Longitud Libre (L) (mm)	31.8
Altura Sólida, Aproximada (mm)	23.9
Índice de carga (N/mm)	192.6
Longitud de Carga (L1) (mm)	25.4
Carga a L1 (N)	1,223.3
Material	CRSI
Especificación de material	A.S. SV-9254

Figura 56: Esquema de medidas y características del muelle CV0750-1250-135

Las medidas generales del muelle, como los diámetros interior y exterior, además de las longitudes, lo hacen compacto e ideal para montar en un tensor pequeño. No obstante, debido a imprevistos con el envío del material por parte de ASSOCIATED SPRINGS RAYMOND y su stock del momento, el muelle no llegó a tiempo, por lo que se buscó un muelle de características muy similares por empresas nacionales cercanas a la sede de Hyperloop UPV en Valencia. Era importante que mantuviese la mayor similitud posible debido a que el diseño del tensor estaba ya realizado para su muelle original. La empresa que vendía un muelle muy similar era MUELLES LEYSAM SL, con los datos de la figura 57.

🔧 Especificaciones del producto

Muelles de matricería	
Diámetro agujero	20
Diámetro eje	10
Longitud en reposo	32
Constante	187.5

Figura 57: Características del muelle Leysam

Los diámetros y la longitud son muy similares (difieren en menos de 1mm). La constante es sólo 5'1 N/mm menor, relativamente poco comparado con las constantes de los dos muelles. Además, la longitud de compresión de este muelle es incluso mayor, con una serie de valores establecidos por la empresa.

Debido a la precarga calculada, el muelle funcionará por debajo del 25% de su capacidad.

El muelle final, por tanto, será de 187'5 N/mm de MUELLES LEYSAM SL.

1.4.3.2. Diseño del cuerpo

Una vez seleccionado el muelle, se procede al diseño del tensor entorno a él. El diseño comienza por el cuerpo que sujeta y en el que se apoya el muelle. Requerirá de un eje interno que evite que se desplace o se salga del tensor, y dos superficies en las cuales apoyar por completo su superficie de apoyo y aplicar la fuerza.

Se comienza con la parte superior del muelle, que será la superficie que se desplace junto con su compresión. Para ello, se diseña una pieza sencilla en forma de un disco con un agujero por el que pase el eje central.

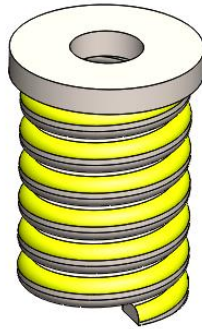


Figura 58: Disco de apoyo y muelle

El agujero es ajustado, para no dar margen al eje central para tener movimiento radial. Aunque el muelle, una vez comprimido, tenga suficiente tensión y cree suficiente fuerza de rozamiento con las superficies de contacto como para no desplazarse lateralmente y salirse del disco, igualmente se tendrá en cuenta centrar el muelle durante el montaje, y como se verá ahora, tendrá el desplazamiento limitado en algunas direcciones. Una vez colocado el **disco de apoyo**, se diseña la pieza de apoyo inferior.

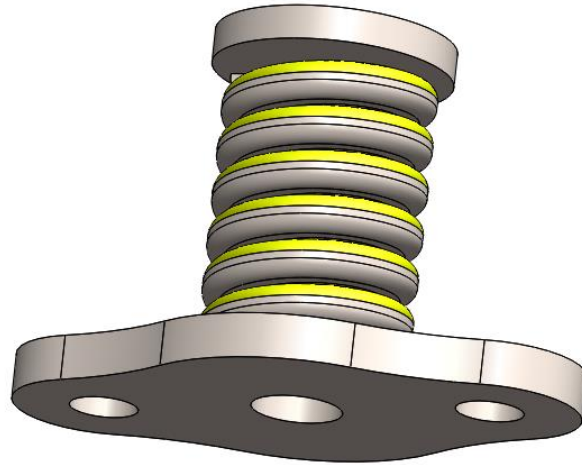


Figura 59: Cuerpo principal del tensor

El **plato de compresión** del tensor, además de la superficie para apoyar el muelle por el lado inferior, tiene dos agujeros hechos para los tirantes, que son parte del sistema de anclaje superior. El agujero central no es tan ajustado como el del disco superior, puesto que debe permitir cierto movimiento axial, mientras que los agujeros para los tirantes sí son ajustados para evitar cualquier movimiento no deseado.

Para los tirantes y el eje central, la primera iteración fue realizada con ejes roscados y tuercas. La ventaja de los ejes roscados es la adaptabilidad de la que disponen, consiguiendo en combinación con una tuerca, tornillos de longitud variable según la longitud en la que se corte la varilla. Los inconvenientes que presentaban era el material de la varilla roscada, debido a que no se disponían de los medios para conseguir varillas de alta resistencia (8.8 o mayores), y que la tuerca es débil a las vibraciones generadas en el prototipo, por lo que podría soltarse durante el Run.

Por estas razones, en el diseño final se utilizan tornillos de rosca parcial de una longitud específica, donde la cabeza no corre riesgo de soltarse. Para la selección de los tornillos de longitud adecuada, dependerá del anclaje superior, explicado en el siguiente apartado. Los tornillos seleccionados serán M6 de cabeza Allen, con una calidad 12.9 para asegurar la máxima resistencia posible ante las fuerzas de tracción que se les aplican.

Respecto al eje central, también será un tornillo. Además de las ventajas antes mencionadas del tornillo, en este caso tiene la ventaja del ahorro de espacio. La cabeza de un tornillo de M8 es más fina que la de una tuerca M8, por lo que habrá más margen en la zona superior del tensor a la hora de montarlo en el sistema de tracción sin estar el muelle comprimido.

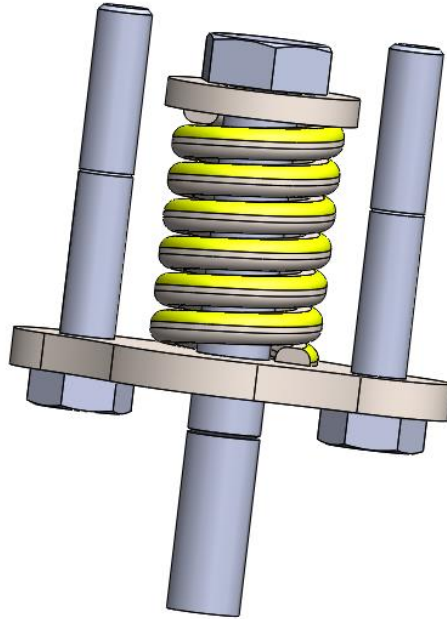


Figura 60: Cuerpo principal con tirantes laterales y eje central

1.4.3.3. Anclajes

Los anclajes del tensor, para evitar desplazamientos no deseados o problemas por vibraciones, van ajustados en sus respectivos agujeros. Esto crea rozamiento entre la superficie de los agujeros y el eje pasante que se utilice en el anclaje. Debido al diseño del sistema de tracción y a los movimientos que presenta, tanto a la hora de montar como durante el Run, es necesario dejar un grado de libertad de giro en los anclajes, de manera que el tensor se ajusta en el ángulo adecuado a cada posición dada por la pieza **sujeción rueda** a la hora de aplicar la precarga, sin crear tensiones o entorpecer el movimiento.

Por ello, se ha establecido que, en ambos anclajes, habrá elementos que permitan ese grado de libertad sujetos a los pasantes. Comenzando con la sujeción superior, se utilizan dos cabezas de articulación o rótulas, utilizadas en los vástagos de los actuadores neumáticos. El uso de estas cabezas de articulación facilita la unión de los tirantes laterales directamente al eje del anclaje, que será un tornillo de rosca parcial de calidad 12.9 al igual que los tirantes y el eje central. El tornillo de rosca parcial se utiliza para que el apoyo de ambas cabezas de articulación y el contacto entre el tornillo y las planchas no ocurra en superficie roscada.



Figura 61: Cabeza de articulación PHC 6 EC

Es el modelo PHC 6 EC de la empresa RS Componentes, cabeza de articulación de diámetro 6mm de agujero de rótula y agujero roscado para acople. Aunque los datos del fabricante especifiquen que las rótulas aguantan las cargas a las que serán sometidas, se realiza un test en una máquina de tracción, que se explica más adelante.

El montaje del anclaje superior queda representado en la figura 62.

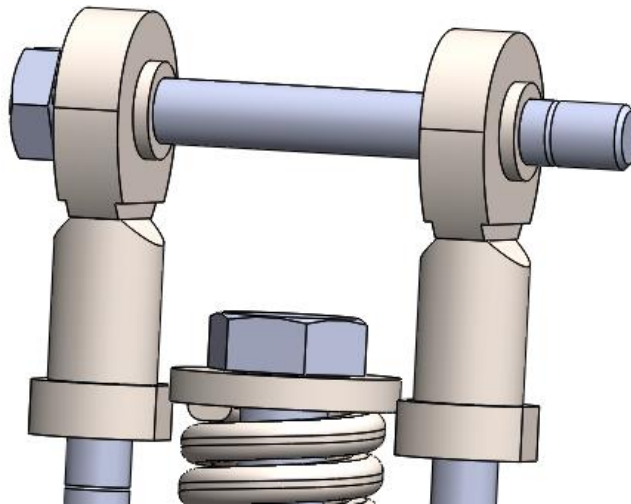


Figura 62: Anclaje superior

Para la parte inferior, no obstante, no se dispone de tirantes laterales, sino del eje principal que cruza ambos apoyos del muelle y el muelle mismo. Al ser el anclaje de la pieza **sujeción rueda** diferente a la de las dos planchas laterales también, se diseña una pieza que permita al eje del anclaje, que será también un tornillo de rosca parcial de calidad 12.9. Para añadir el grado de libertad comentado antes, en lugar de usar las cabezas de articulación, que son muy voluminosas y requieren de un espacio que no se tiene, se utilizan cojinetes de fricción de SKF

insertados en los agujeros de la pieza diseñada, tal y como se muestra en la figura 64.



Figura 63: Casquillo de fricción PCM 060806 E

El casquillo es el PCM 060806 E de la empresa SKF. Los casquillos de fricción soportan grandes cargas y permiten el giro relativo de dos superficies. Por supuesto, tienen velocidades limitadas respecto a los rodamientos, pero para el caso actual no deben soportar grandes velocidades de giro, sino ser compactos y soportar cargas relativamente grandes.

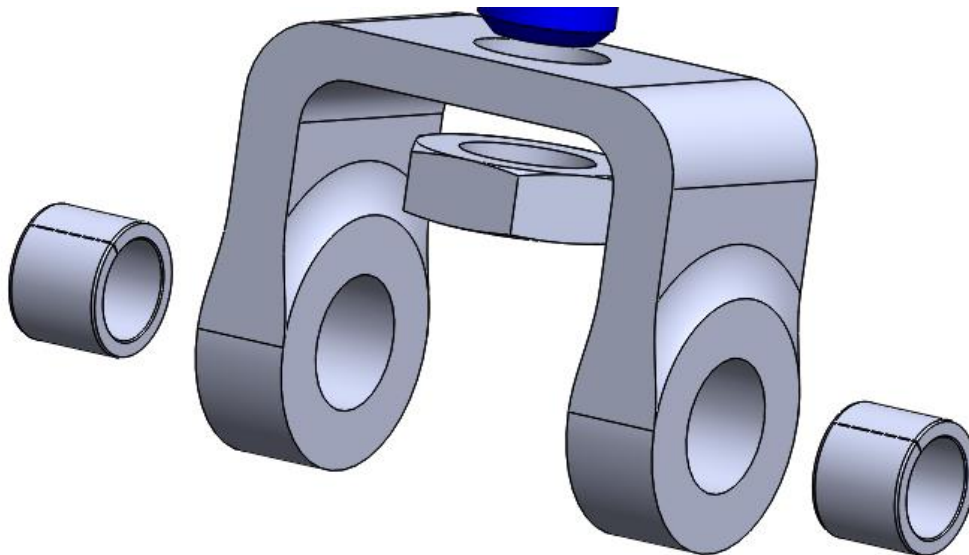


Figura 64: Explosionado de la zona inferior del tensor

Par sujetar la pieza del anclaje inferior se utilizan dos tuercas roscadas al extremo roscado del tornillo que actúa como eje central, fijando su posición. El montaje completo del tensor, incluido en el sistema de tracción hasta ahora, se muestran en las figuras 65 y 66.

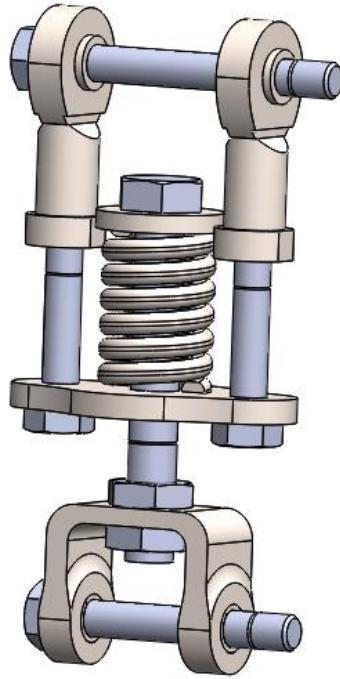


Figura 65: Tensor

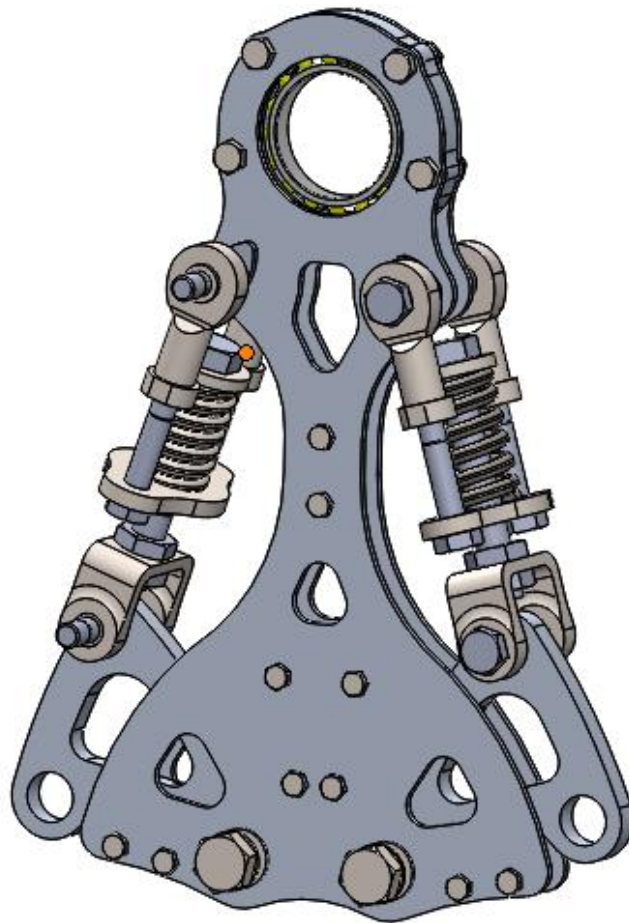


Figura 66: Cuerpo principal y tensor

En la figura 67, el tensor de lado izquierdo está ya en posición tensada, con la rueda en posición debajo del raíl con la carga establecida, mientras que el tensor del lado derecho está con el muelle sin comprimir, en posición de montaje inicial. Este ensamblaje se realiza para comprobar si hay cualquier contacto entre tensor y sistema de tracción que no sea de los anclajes, y para comprobar que, efectivamente, en función de la posición de la rueda, el tensor tiene un ángulo determinado, requiriendo el grado de libertad de giro en los anclajes para poder adecuarse correctamente.

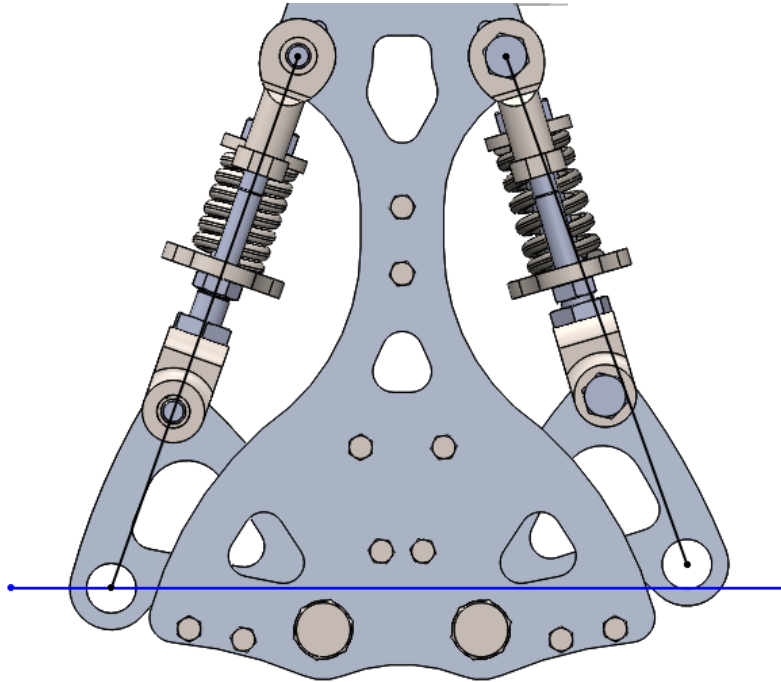


Figura 67: Vista frontal del conjunto. La línea azul delimita la posición de funcionamiento de ambas ruedas. Las líneas negras la de funcionamiento entre eje y anclaje superior

1.4.4. Relleno del cuerpo principal

Pese a tener las planchas laterales, la pieza **asiento de rodamiento** y las piezas **sujeción rueda** entre ellas, sus anclajes están relativamente separadas una de la otra, dejando mucho espacio dentro del sistema de tracción. Por ello, aprovechando este espacio, se rigidiza el sistema insertando entre las dos planchas elementos anclados a ellas.

Dichos elementos podrían ser de muchos materiales distintos. No obstante, es imperativo evitar concentraciones de tensiones, daños o roturas. Además, en caso de piezas rígidas, si el grosor no fuese de 7mm, dichas piezas de relleno o bien abrirían el sistema en caso de más grosor, o bien no se acoplarían bien y no rigidizarían, en caso de menos grosor. Por ello, para asegurar una adaptabilidad

que evite estos casos, se utilizan elementos blandos que se adecuen a la superficie de las planchas y al apriete aplicado por los tornillos que los sujetan.

Las zonas a rellenar serán la zona inferior central, encima de los anclajes de las piezas **sujeción rueda** y debajo de dichas piezas, para que el apriete de los tornillos de anclaje a las planchas no deformen las planchas y además hagan contacto con las piezas, y la zona central del sistema de tracción entre los dos tensores, donde ocurre el estrechamiento para hacer espacio. El relleno, por tanto, se posiciona como se muestra en la figura 68.

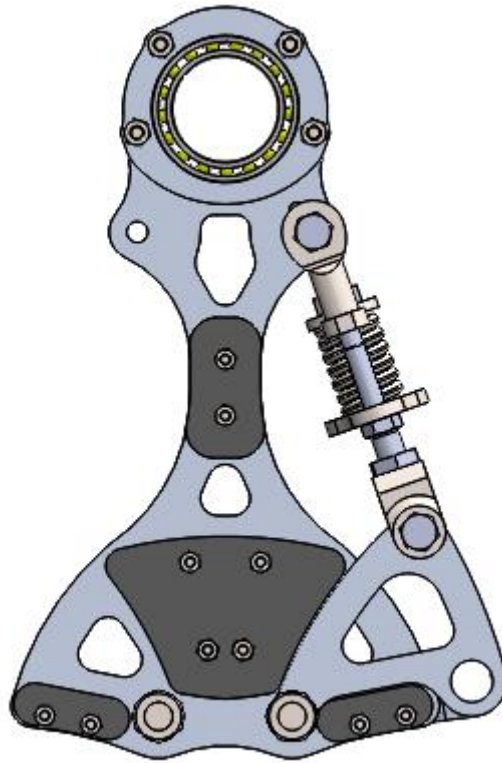


Figura 68: Posicionado del relleno en el cuerpo principal

El contacto con las piezas **sujeción rueda** ayuda, en caso de tener el movimiento a causa de un escalón estudiado anteriormente, a absorber el golpe y transmitirlo a todo el sistema de tracción, a través de las planchas laterales, distribuyendo las tensiones y deformaciones ocasionadas y evitando concentraciones.

El material utilizado es un TPU (Poliuretano termoplástico) reforzado con fibra de vidrio, modelo Elastollan R2000 de la empresa BASF GmbH. El molde para dar forma a las piezas de la manera diseñada y el moldeo por infusión lo realizó la empresa DyF.



Figura 69: Piezas de relleno de TPU

1.4.5. Ejes ruedas pequeñas

Con el sistema de tracción ya diseñado, queda unirlo a las ruedas pequeñas. Para ello, se había decidido utilizar unos ejes de diámetro 12mm que transmiten la fuerza desde el tensor a la rueda a través de la pieza **sujeción rueda**. La configuración seleccionada para cada rueda era de dos rodamientos insertados en ella, sujetos ambos por el eje pequeño, que cruza la rueda de lado a lado. La longitud la establece la posición del sistema de tracción en la dirección longitudinal del eje.

Respecto al material, tras realizar distintas simulaciones con los materiales disponibles y distintos grosores de pared, se decide utilizar un eje macizo de acero. Para continuar con el diseño, se seleccionan los rodamientos de las ruedas pequeñas.

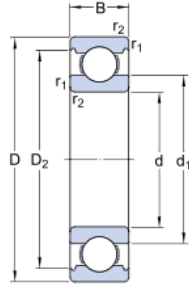
Al contrario que en el eje principal, los que giran son las ruedas y no los ejes pequeños. Los rodamientos, habitualmente, cuanto más grandes son, más carga soportan, pero también menos revoluciones. Esto se tiene en cuenta, y se decide colocar dos rodamientos por cada rueda, repartiendo la carga que sufrirá cada uno. Las condiciones que deben soportar son las siguientes.

- Diámetro interior de 12mm
- No hace falta que sea estrecho, siempre que el ancho de ambos sea igual o menor a 1".
- Carga: 800 N dividida entre los dos rodamientos. 400 N.
- Velocidad: Puesto que las ruedas pequeñas y la tractora avanzan conjuntamente, tienen la misma velocidad de desplazamiento lineal. Por ello, siendo las pequeñas de menor diámetro, la velocidad de giro aumenta proporcionalmente.

$$\omega_{peq.} = \omega_{tractora} \times \frac{d_{tractora}}{d_{pequeña}} = 9282.88 \times \frac{9''}{3''} = 27848.64 \text{ rpm}$$

El rodamiento seleccionado que cumpla las siguientes condiciones es el **rodamiento 6001**. Es un rodamiento rígido de bolas con las siguientes dimensiones:

Dimensiones



d	12	mm
D	28	mm
B	8	mm
d ₁	≈ 17	mm
D ₂	≈ 24.72	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Figura 70: Dimensiones del rodamiento 6001

Y los datos siguientes:

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	5.4	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.36	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.1	kN
Velocidad de referencia		60000	r/min
Velocidad límite		38000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	13	

Masa

Rodamiento de masa		0.021	kg
--------------------	--	-------	----

Figura 71: Datos de cálculo del rodamiento 6001

Los factores de seguridad de carga y velocidad se presentan a continuación:

$$FS_{CARGA} = \frac{2360}{400} = 5.9 > 1.5$$

$$FS_{VEL} = \frac{38000}{27848.64} = 1.36$$

Al igual que el rodamiento 61806, se debe impedir el desplazamiento axial de los rodamientos, para que la rueda apoye en el ala superior en todo momento. Por ello, se utilizará un ligero ajuste de apriete entre los rodamientos y la rueda pequeña de Aluminio, y se utilizarán anillos Seeger (o Circlip) para impedir el movimiento axial del rodamiento.



Figura 72: Imagen de un circlip exterior

El anillo Seeger exterior requiere de una ranura en el eje en función de sus dimensiones. El eje hasta el momento, por tanto, queda representado en la figura 73.

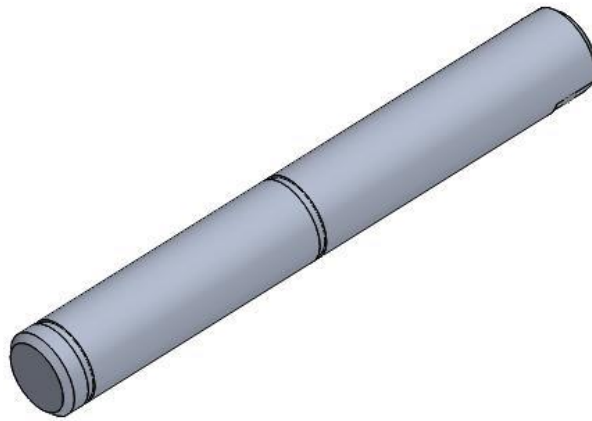


Figura 73: Eje pequeño

1.4.5.1. Apoyos adicionales

Aún quedan dos cuestiones a resolver. La primera es la unión entre la pieza **sujeción rueda** y el eje. De momento, simplemente hay un agujero en la pieza para insertar el eje. La segunda cuestión es la deformación del eje. Para evitar una gran deformación del eje, o simplemente, debido a la carga del tensor, crear momentos flectores muy grandes en la pieza **sujeción rueda**, es necesario añadir más superficie de apoyo al eje en el sistema de tracción, y no simplemente el agujero de 6'5mm de ancho de la pieza.

Por estas razones, se diseñan dos apoyos, uno a cada lado del sistema de tracción, que servirán de superficie de apoyo extra al eje.

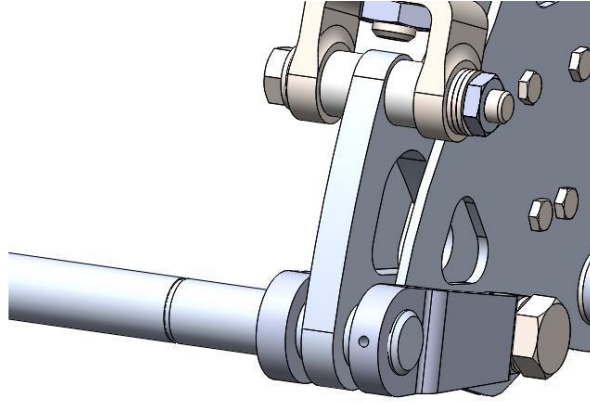


Figura 74: Eje pequeño, sujeción rueda y los apoyos adicionales

La única diferencia entre los dos apoyos es el agujero que tiene uno de ellos, para poder insertar un tornillo que funcione de prisionero y así evitar cualquier movimiento en el eje. Los dos apoyos van sujetos al mismo punto de anclaje de la pieza **sujeción rueda**, para que su centro de movimiento sea el mismo y no dar lugar a situaciones de bloqueo. Su diseño está hecho para evitar los tornillos y las tuercas del relleno posicionado en esa área, como se muestra en la figura 75.

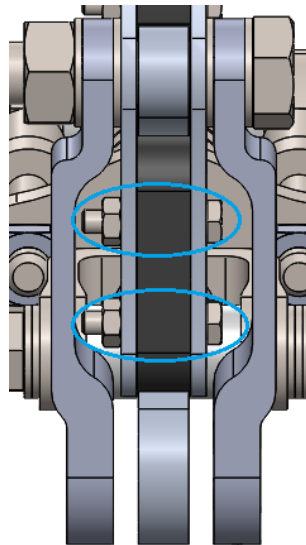


Figura 75: Margen para la colocación de los tornillos del relleno de TPU

1.4.6. Conjunto completo

El sistema de tracción (cada uno de los 4 montados en el prototipo), por tanto, se compone del cuerpo principal formado dos piezas **plancha lateral**, dos piezas **sujeción rueda**, una pieza **asiento rodamiento** y el relleno de TPU. Seguido están los tensores, los ejes de las ruedas pequeñas y los apoyos añadidos del eje. En las siguientes figuras se puede apreciar el conjunto completo.

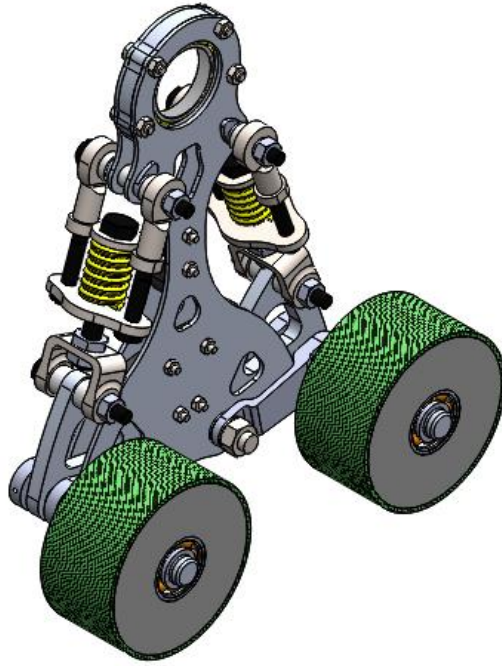


Figura 76: Vista isométrica del sistema de tracción

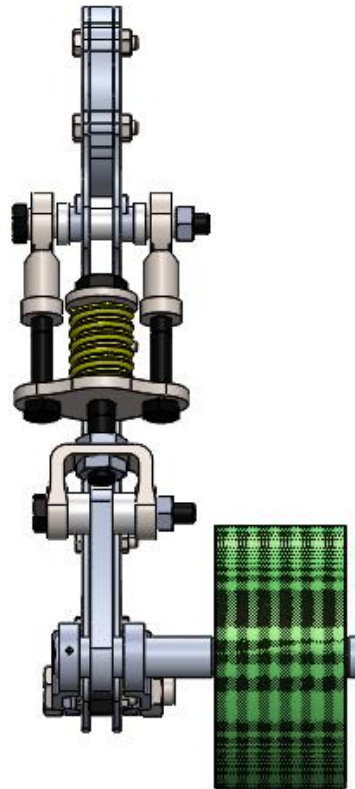


Figura 77: Vista lateral del sistema de tracción

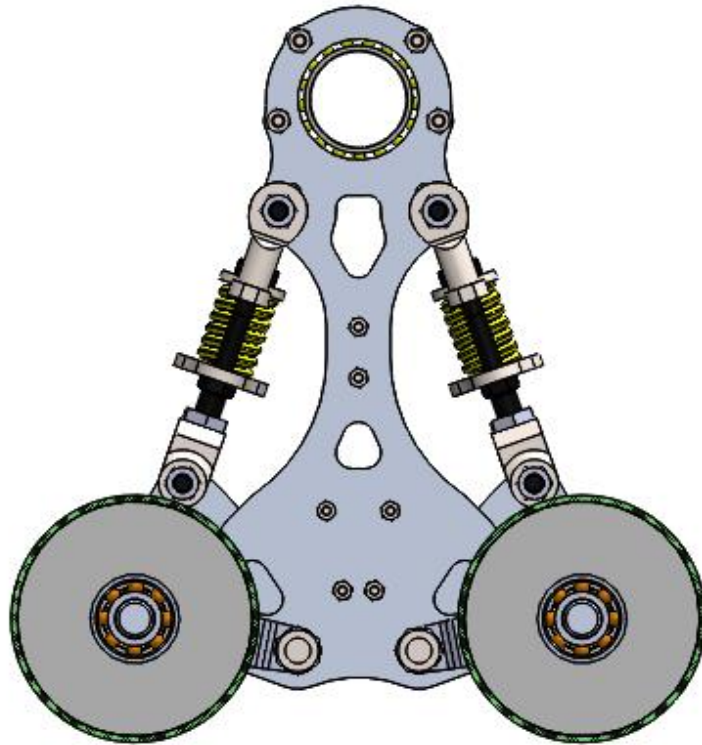


Figura 78: Vista frontal del sistema de tracción

Cabe decir que, además de las piezas nombradas hasta ahora, el sistema de tracción incluye también las siguientes de menor tamaño, pero que cumplen su determinada función:

- Dos casquillos entre las planchas, en los anclajes superiores de los tensores. Permiten el apriete de los tornillos de los anclajes sin deformar las planchas hacia el interior.
- 6 casquillos por tensor, 2 de separación entre la pieza **sujeción inferior** y la pieza **sujeción rueda**. Restringen el movimiento en sentido axial de los tornillos de anclaje del tensor. 4 de separación entre las cabezas de articulación y las planchas por la misma razón, además de permitir el apriete del tornillo de anclaje.
- 2 tornillos prisioneros, uno por cada eje pequeño, en los apoyos adicionales con el agujero correspondiente.
- 8 arandelas en los tornillos de fijación de los apoyos adicionales y las piezas **sujeción rueda**, 4 por cada tornillo, que sirven para evitar roces entre las piezas y facilitar el movimiento relativo entre ellas. Dan la separación adecuada para los apoyos adicionales respecto a las planchas.
- Tuercas autoblocantes. Aunque en las imágenes del diseño 3D no aparezcan, en todos los casos se utilizan tuercas autoblocantes para presentar más resistencia a perder fijación debido a vibraciones en el sistema.

- Arandelas en todas las zonas de contacto entre superficies de piezas y cabezas de tornillo o tuercas. Aseguran una superficie de contacto completa, y así resistirse ligeramente también a las vibraciones.

1.5. SIMULACIÓN

Las simulaciones sirven para imponer unas determinadas condiciones a una pieza o conjunto de piezas para comprobar su respuesta ante ellas. Durante el desarrollo del proyecto, SPACEX tiene como requerimiento la entrega de un documento llamado Safety Package, donde los equipos incluyen informes y ensayos realizados a los sistemas que forman el Pod, para dar una primera prueba (antes de los tests) de que son lo suficientemente seguros como para poder ser utilizados durante el Run sin dañar sus instalaciones. Por supuesto, hay sistemas o piezas más críticas que otras. El sistema neumático y las ruedas, por ejemplo, deben pasar por exhaustivas simulaciones, tests y ensayos grabados en vídeo, que demuestren su funcionamiento.

El sistema de tracción, en concreto, al ser un sistema el cual, en caso de fallo, no tendría graves efectos sobre las instalaciones (en todo caso el prototipo no traccionaría), solo requiere de un informe con simulaciones en estático del cuerpo principal y del tensor. Por tanto, las simulaciones realizadas para este proyecto son de cálculo estructural lineal estático. Además de estos dos, se realizará un estudio de los ejes pequeños para la selección de su material y grosor de pared.

El software utilizado es el MSC APEX, el último software desarrollado por la empresa MSC que pretende incluir en un mismo programa software de pre-proceso y postproceso como MSC Patran y MSC Nastran.

1.5.1. Tensor

Para el tensor se realiza una única simulación que se concentra en asegurar la resistencia de las piezas que la incluyen. Para ello, se colocarán las restricciones en los anclajes superior e inferior en las superficies de contacto correspondientes, para luego aplicar la fuerza en las superficies de contacto con el muelle.

Las cabezas de articulación presentan una geometría complicada, por lo que su simulación pierde fiabilidad. Puesto que es una pieza comercial de un material que no se conoce exactamente, se utiliza en la simulación para transmitir las fuerzas al anclaje superior. Para probar el funcionamiento de las cabezas de articulación se realiza un test en una máquina de tracción, que se muestra más adelante.

Respecto a los casquillos de fricción, debido a su simpleza y a su robustez probada por su fabricante SKF, se asume que son parte de la pieza **sujeción inferior** del tensor, como si la pieza estuviese en contacto directo con el tornillo de anclaje inferior.

Los tornillos utilizados como tensores y eje principal son tornillos de calidad 12.9, capaces de soportar las tensiones de la fuerza de tensado. Para la

simulación, se realiza una simplificación de dichos tornillos eliminando su cabeza. Las tuercas se eliminan debido a que su aguante depende del material y la rosca de ambos elementos.

Los redondeos de la pieza **sujeción inferior** se eliminan para obtener mayor calidad de mallado. La simplificación, por tanto, queda representada en la figura 79.

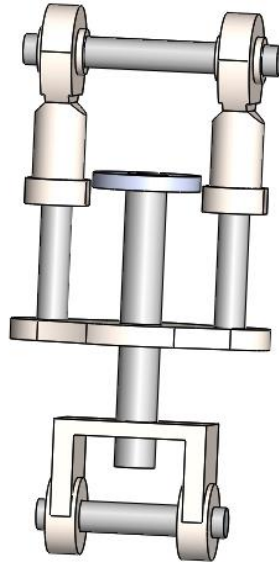


Figura 79: tensor simplificado para la simulación

El primer paso reside en el mallado de las piezas. APEX cuenta con un módulo llamado coloquialmente semáforo, que es un indicador del tipo de mallado que puede tener cada pieza. Para las geometrías más sencillas, el color suele ser verde, donde se pueden aplicar elementos 3D y obtener unos resultados más cercanos a la realidad. En los rojos, no obstante, la malla de 3D no se puede aplicar debido a una geometría complicada en el que el resultado no convergería. En estos casos, por tanto, se utilizarán elementos sólidos, que serán tetraédricos cuadráticos. Las geometrías complicadas, como se aprecia en la figura 80, corresponden a las cabezas de articulación y a la pieza sujeción inferior.

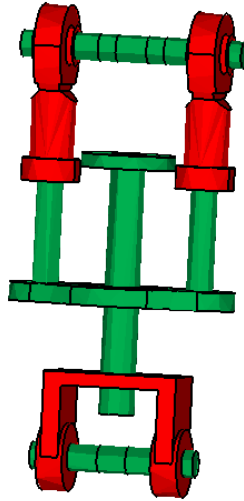


Figura 80:herramienta del semáforo aplicada al tensor

Aunque las piezas en su mayoría sean sencillas y no sea necesario utilizar elementos de tamaño pequeño, el tensor es de medidas relativamente pequeñas, por lo que se utilizará un mallado con tamaños de elemento pequeño. Para las piezas consideradas críticas, se utiliza un elemento de tamaño 1mm. **Disco de apoyo, plato de compresión** y todos los tornillos tendrán elementos hexaédricos lineales de 1mm, mientras que **sujeción inferior** y cabezas de articulación tendrán elementos de 2mm.

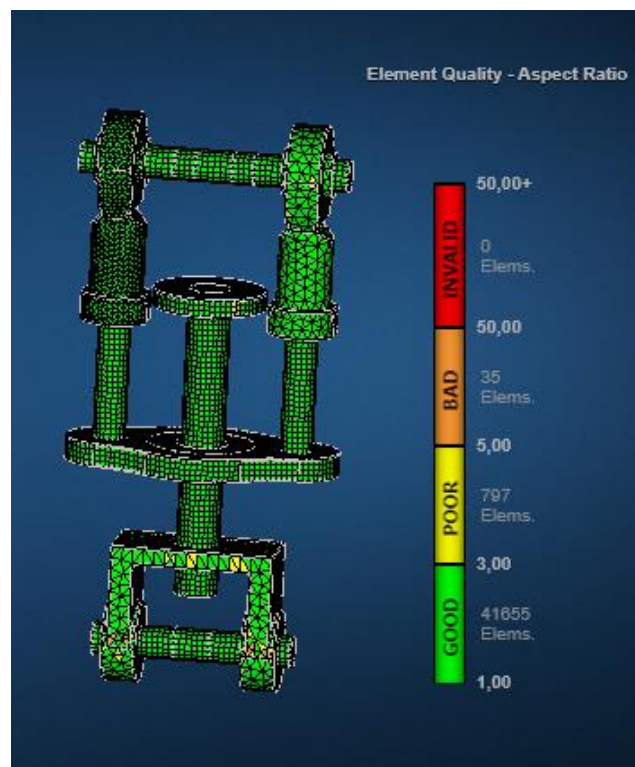


Figura 81: Mallado y calidad del mallado

La calidad de los elementos es en la gran mayoría de casos buena, con determinados puntos con elementos pobres y apenas malos. Puesto que no hay elementos inválidos, se da la malla como válida.

Las restricciones aplicadas son las de los anclajes del tensor, imitando la situación en la que las ruedas pequeñas están apoyadas en el ala superior del raíl. La superficie de los tornillos se divide para aplicar la restricción justo en las zonas de contacto con las piezas correspondientes.

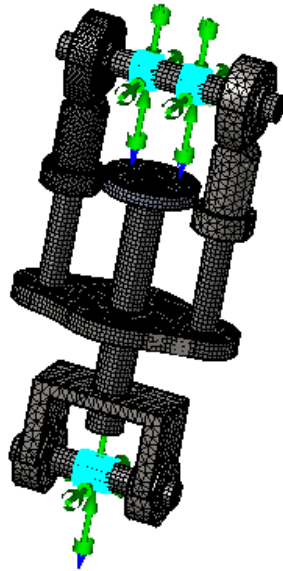


Figura 82: Restricciones

La fuerza ocasionada por la compresión del muelle está aplicada en la superficie de contacto entre el muelle y sus dos piezas de apoyo. La fuerza aplicada es perpendicular a ambas superficies. Si la fuerza vertical es de 800N, la fuerza que soporta el muelle en un ángulo de $70^{\circ}6'1''$ es de 848'10N, que, redondeando restrictivamente para el cálculo, es de 850N.

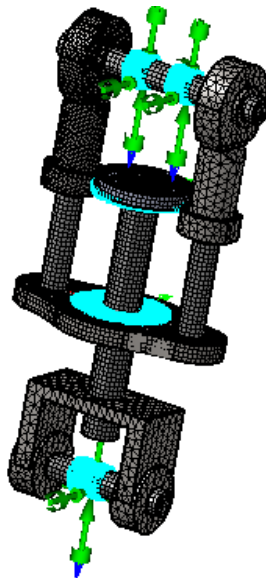


Figura 83: Restricciones y fuerzas aplicadas

Las conexiones entre piezas es uno de los pasos finales a concretar. Puesto que las cabezas de articulación y los casquillos de fricción tienen un ajuste con sus tornillos de anclaje correspondientes, la conexión utilizada será "Glue", que es una unión que adhiere los elementos de la malla como un adhesivo. A su vez, los tirantes están roscados a las cabezas de articulación, y los tirantes y el eje central están bastante ajustados a los agujeros que atraviesan (en **disco de apoyo y sujeción inferior** para el eje central, en **plato de compresión** para los tirantes). Por tanto, tanto para la fuerza que realizan las cabezas de los tornillos y las tuercas en las superficies de apoyo de las piezas como para el roscado de los tirantes, se utilizará también la conexión Glue. El resultado es el mostrado en la figura 84.

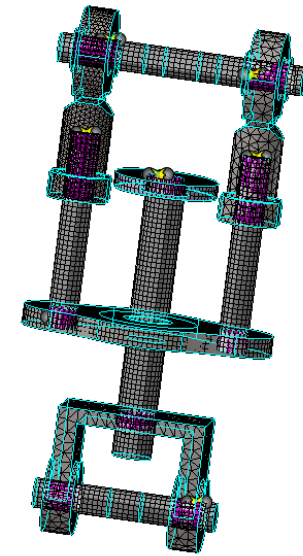


Figura 84: Conexiones del modelo del tensor

Tras aplicar el material, se realiza la simulación bajo las condiciones establecidas:

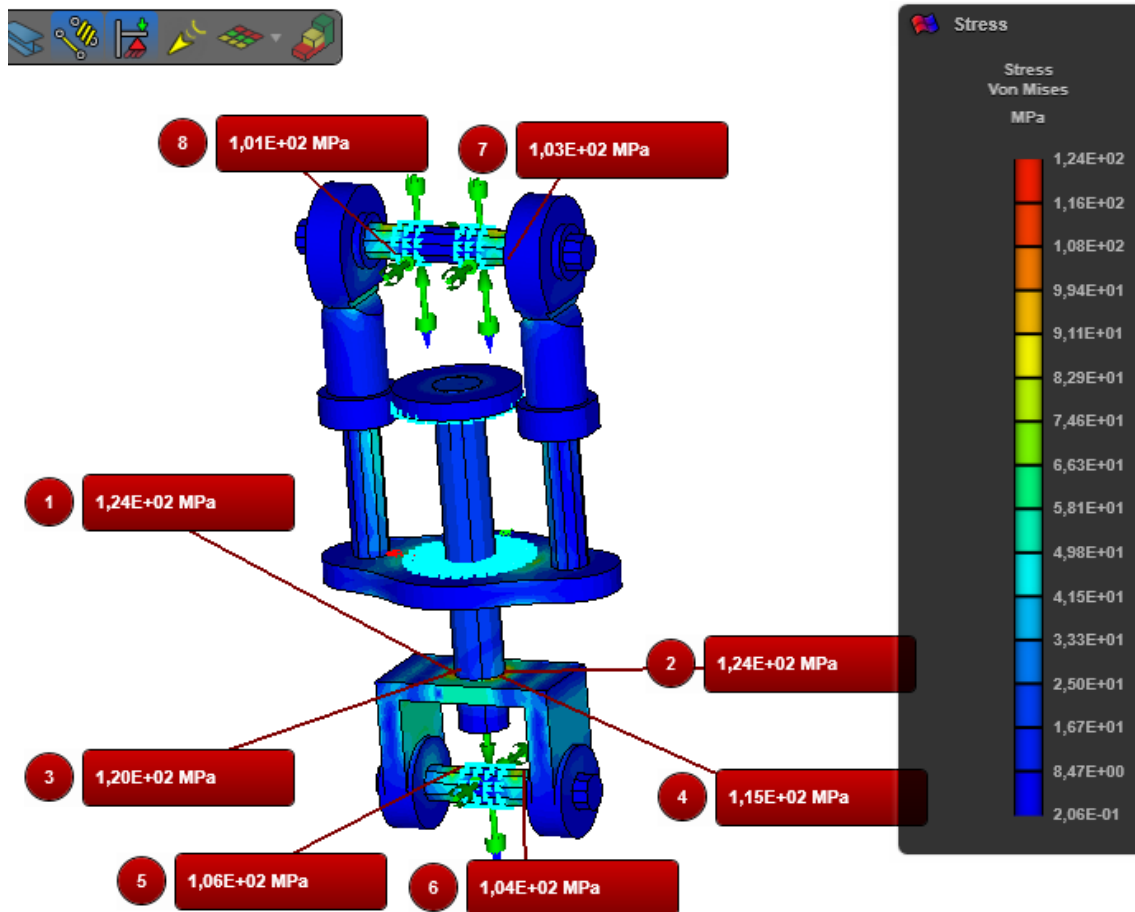


Figura 85: Resultado de tensiones del tensor

La tensión máxima de 124MPa se concentra en la pieza **sujeción inferior**, como se representa en la figura 84. Los valores de tensión máxima en los tornillos de anclaje son similares, de entre 101 MPa y 106 MPa. Teniendo en cuenta que los tornillos son calidad 12.9, esas tensiones no suponen un problema para ellos.

Respecto a las deformaciones, se observan los resultados para comprobar que no haya desplazamientos mayores en el conjunto.

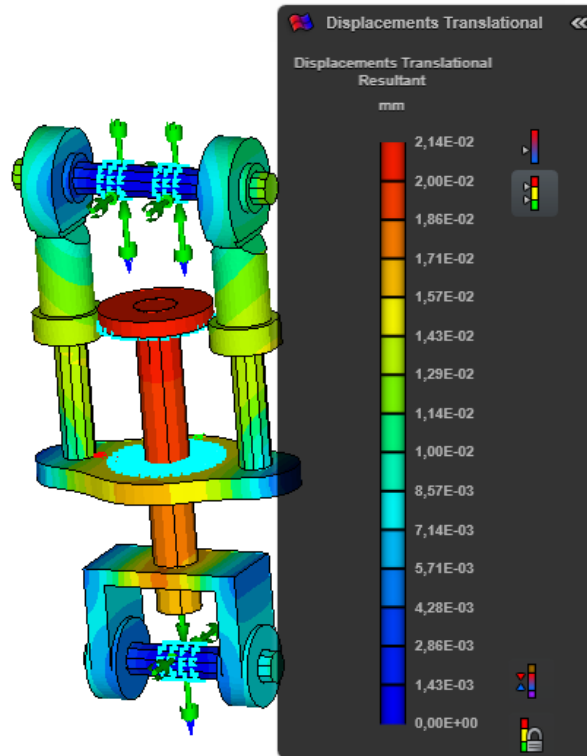


Figura 86: Resultado de desplazamientos del tensor

El valor máximo de desplazamiento es de 0'0214mm para el disco de apoyo, parte que se desplaza junto con la compresión y extensión del muelle en el tensor. Se pueden considerar desplazamientos muy pequeños, por lo que se concluye en que el tensor apenas sufre deformaciones que afecten a su funcionamiento.

El factor de seguridad del conjunto, teniendo en cuenta el límite elástico del acero estructural S275 es de:

$$FS = \frac{275}{124} = 2.21 > 2$$

Se cumple el factor de seguridad establecido para piezas mecanizadas. El tensor es capaz de soportar las tensiones creadas por el muelle al comprimirlo para el sistema de tracción, por lo que se considera viable para su utilización.

1.5.2. Cuerpo principal

EL cuerpo principal se simula sustituyendo los tensores por la fuerza que ejercen tanto en las dos piezas **plancha lateral** como en ambos **sujeción rueda**. El rodamiento superior también se elimina, así como las ruedas y rodamientos pequeños unidos a los ejes pequeños. Está calculado que estos elementos comerciales soportan las fuerzas del sistema, por lo que es posible quitarlos para simplificar la geometría simulada.

Los apoyos adicionales de los ejes son ligeramente diferentes, teniendo en cuenta que uno de ellos presenta un agujero para introducir el tornillo prisionero. Este agujero no variaría los resultados de la simulación, pero sí puede complicar el mallado al ser un agujero muy pequeño. Se decide, por tanto, eliminarlo del conjunto.

Respecto a los tornillos, se han eliminado para utilizar en su lugar conexiones rígidas, que unen las superficies de los agujeros por los que pasa cada uno. Las uniones del eje con el resto de piezas del cuerpo principal, que son de ajuste, se consideran como conexiones "Glue".

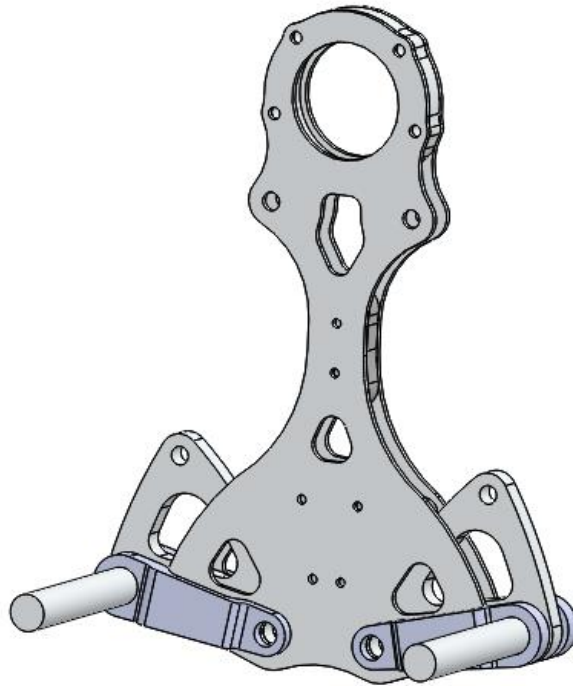


Figura 87: Simplificación del conjunto

Los resultados de la simulación en este caso, sin embargo, no serán tan fiables como las del tensor. La naturaleza de las restricciones que se impondrán para imitar los apoyos de los rodamientos de las ruedas pequeñas afectará al sistema de manera que se comporte en un modo no real. En cuanto los tensores se tensen, debido a la posición excéntrica de las ruedas pequeñas, las dos planchas laterales pueden deformarse, dejando a la rueda pequeña apoyada sólo con su extremo exterior. Este efecto se teme que ocurra con las planchas de 2mm de grosor. Véase la figura 88.

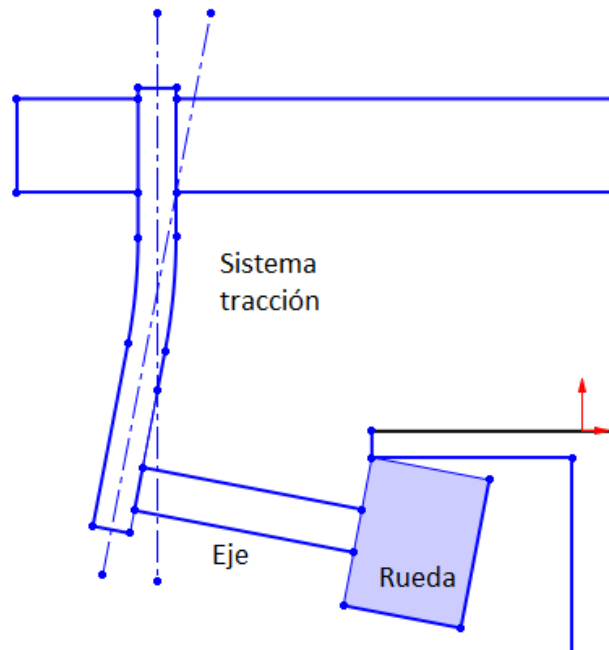


Figura 88:Esquema explicativo de la deformación del sistema de tracción

La restricción impuesta en la zona de contacto entre rodamiento y eje pequeño impide el desplazamiento vertical, lo que provocará que la simulación asuma que el rodamiento está siempre en su posición horizontal, junto con todo el resto del eje que atraviesa la rueda. El efecto se aprecia más adelante, en la figura 96 de la simulación. Por esto, se realiza una primera simulación que evaluará la resistencia de los anclajes de los tensores a tracción, para comprobar que no hay mayores tensiones. El conjunto simplificado para esta simulación no dispone de los ejes pequeños. Tras comprobarlo, se realiza la segunda simulación incluyendo los ejes y su restricción en el rodamiento.

Al proceder al mallado para la primera simulación, primero se revisa el semáforo para ver la malla que es posible aplicarle a cada pieza. Viendo su geometría, se espera que no se puedan aplicar elementos 3D a los apoyos adicionales de los ejes pequeños. El resultado se observa en la figura 89.

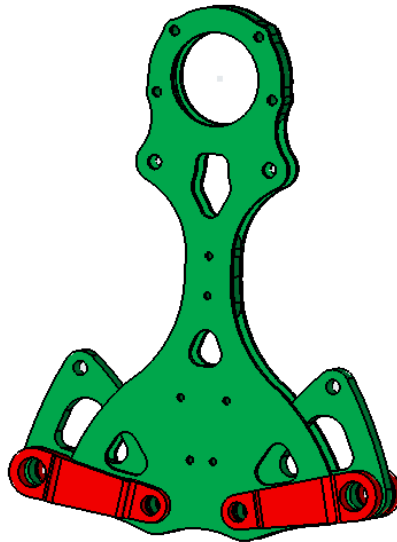


Figura 89: Herramienta semáforo en el conjunto

Como era esperado, las geometrías de todas las piezas excepto de los apoyos adicionales tienen luz verde para mallarse en elementos 3D.

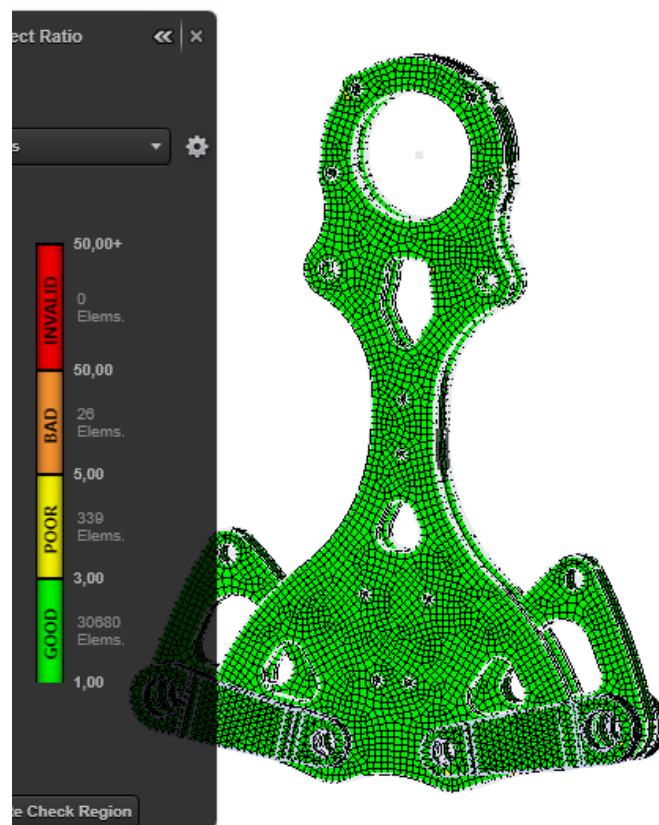


Figura 90: Calidad del mallado del conjunto

La malla presenta una gran cantidad de elementos buenos frente a unos pocos no tan buenos. Puesto que no hay ningún elemento inválido, se podría proceder con la simulación. Si se aplican las conexiones rígidas imitando los tornillos, el conjunto presenta la configuración mostrada en la figura 91.

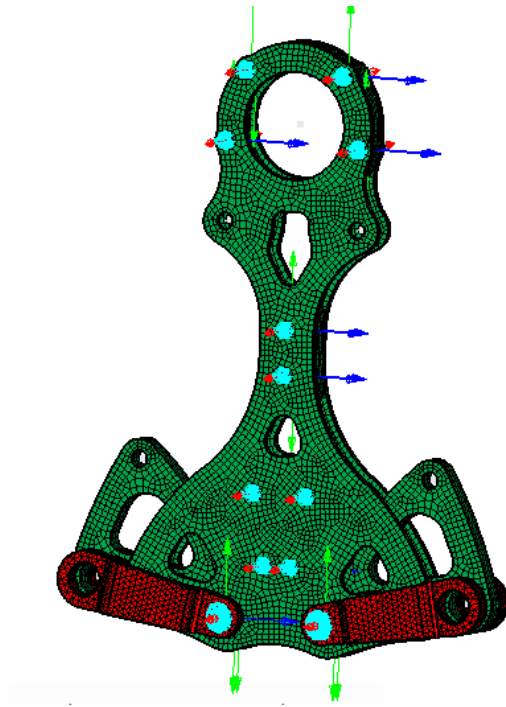


Figura 91: Conexiones rígidas del conjunto

Las restricciones, al faltar los ejes, se colocan en los agujeros en los que se une al cuerpo principal. La fuerza correspondiente de 850N de cada tensor se aplica en la dirección correspondiente en ambos anclajes.

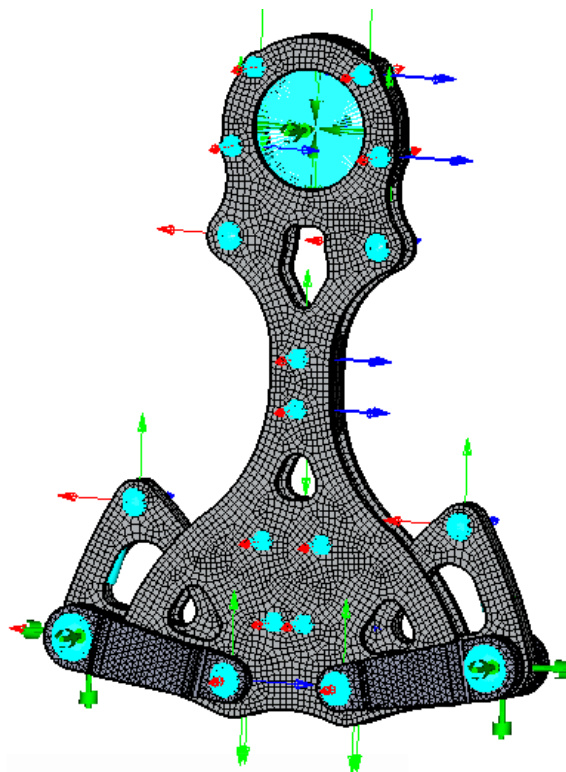


Figura 92. Conexiones rígidas y restricciones del conjunto

El resultado bajo las condiciones establecidas para el conjunto es el mostrado en la figura 93.

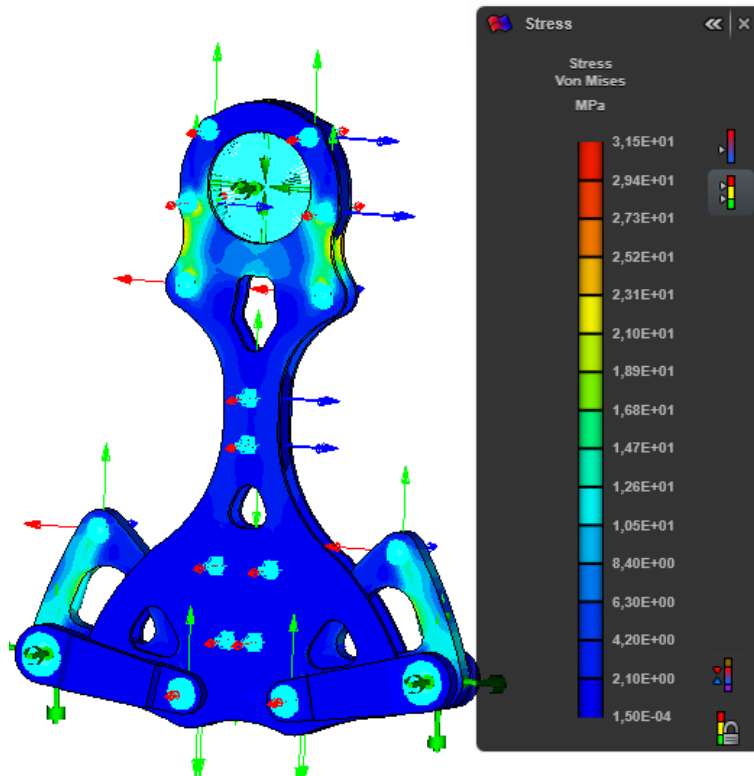


Figura 93: Resultado de tensiones del conjunto

Los 10 puntos de concentración de más tensión se encuentran en la zona superior, concretamente en los dos tornillos inferiores de la pieza **asiento rodamiento**, que son los que soportan las tensiones del sistema de tracción y transmiten las fuerzas a dicha pieza. El valor máximo es de 31'5 MPa, un valor relativamente bajo.

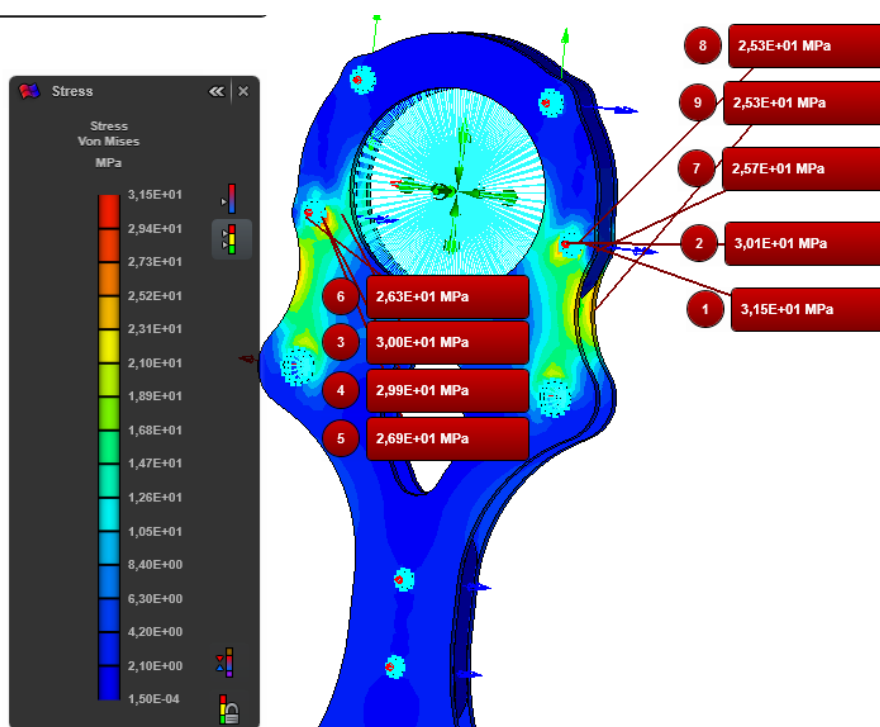


Figura 94: Zonas de más concentración de tensiones

Las zonas de los anclajes, por tanto, no presentan mayores tensiones, y tampoco mayores desplazamientos, teniendo como máximo $8'24E-03$ mm, producido en dichas zonas de anclaje.

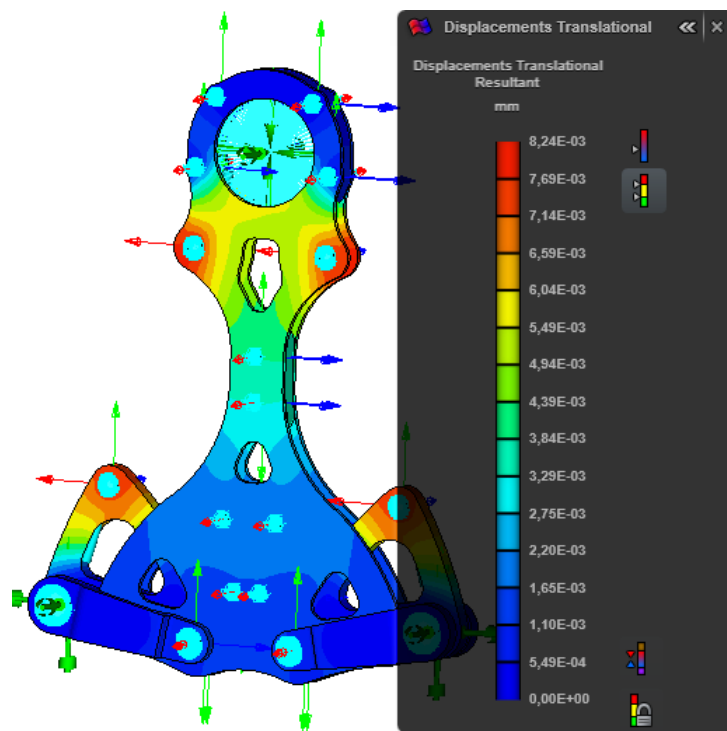


Figura 95: Resultado de desplazamientos del conjunto

Teniendo en cuenta que todas las piezas de este conjunto están fabricadas en Aluminio 6061-T6, con el límite elástico obtenemos el factor de seguridad del conjunto:

$$FS = \frac{276}{31.5} = 8.76 > 2$$

Es un factor de seguridad alto. No obstante, se asumen las condiciones mencionadas anteriormente, con una fuerza aplicada de manera ideal en el mismo plano que las dos planchas. En caso de introducción de flexiones, el factor de seguridad se reduciría mucho.

La segunda simulación se realiza con los ejes incluidos.

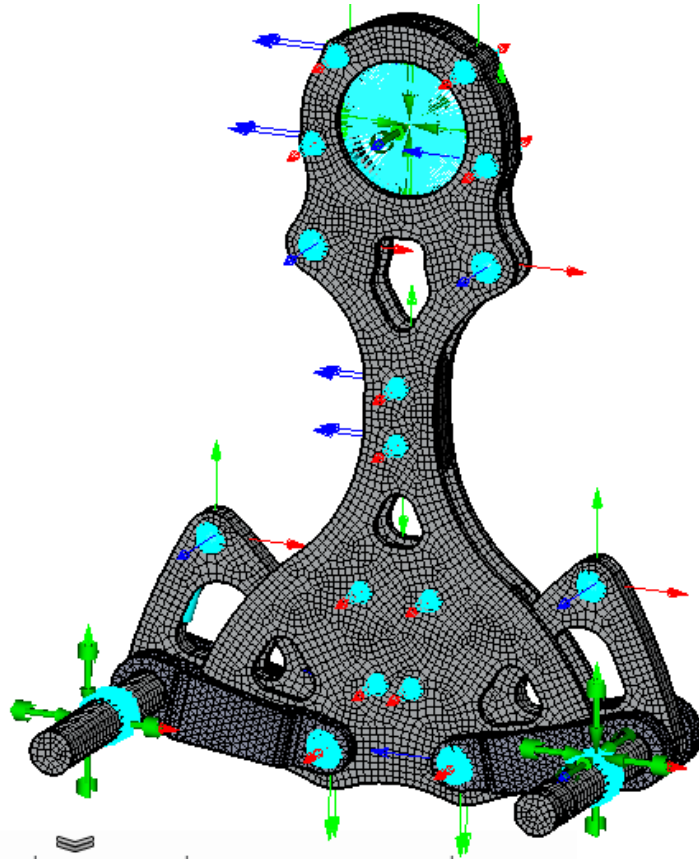


Figura 96: Conexiones y restricciones del conjunto con ejes. Restricción en los ejes

EL resultado de la simulación es el representado en la figura 97.

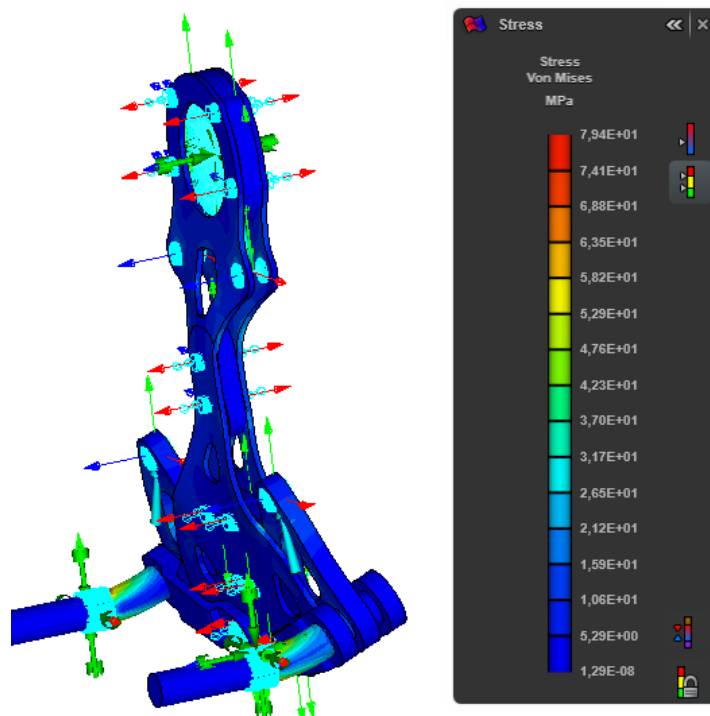


Figura 97: Resultado de tensiones del conjunto con ejes

Se aprecia el efecto mostrado en la figura 88, pero la parte del eje que queda dentro de la rueda sigue recta al igual que la restricción, como si la rueda estuviese apoyada en todo momento. El valor máximo de tensión se encuentra en el eje en la restricción como lo esperado, con un valor de 79'4Mpa. A pesar de utilizar las planchas de grosor de 2mm, los desplazamientos del sistema siguen siendo relativamente reducidos, con un máximo de 0'0468mm.

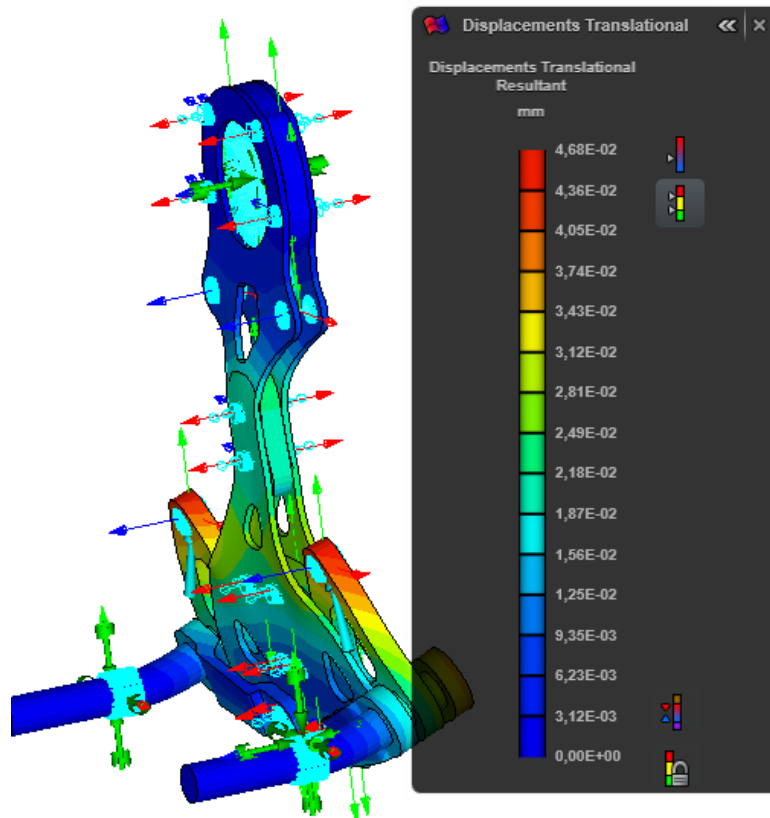


Figura 98: Resultado de desplazamientos del conjunto con ejes

1.5.3. Eje pequeño

Para la selección de tipo de eje, se ha realizado un estudio con distintos materiales y grosores para conocer su respuesta ante la fuerza realizada por los tensores. Es importante tener en cuenta que cada mm de deformación que sufra el eje en la superficie de anclaje del tensor debido a la fuerza establecida por este, son 187'5N menos de apriete por tensor, lo que equivale a una reducción en el apriete vertical de la rueda de 707'46 N. El objetivo, por tanto, es estudiar la viabilidad de distintas combinaciones de material y grosor para buscar la más eficiente desde el punto de vista del peso y deformación.

Para el modelo, por tanto, se parte de la simplificación de los ejes, que no tienen chaflanes laterales, y se conserva la longitud.

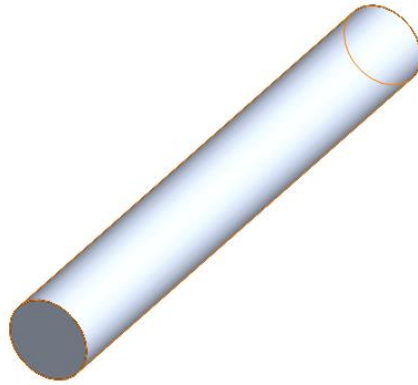


Figura 99: Modelo simplificado del eje

La pieza requiere sólo de restricciones y fuerzas, sin ningún tipo de conexión. La fuerza se establece en la superficie de contacto tanto de la pieza **sujeción rueda** como en la de los apoyos adicionales, y la única restricción aplicada es la del rodamiento de la rueda pequeña.

Para el mallado y posterior estudio de grosores, se obtiene una superficie independiente a partir de la cara exterior del eje, y después se malla. El mallado por superficies es habitualmente el que otorga resultados más cercanos a la realidad en las simulaciones. Puesto que también es de los más simples si la superficie no tiene geometrías extrañas, la calidad de los elementos de la malla es buena. Una vez mallado, se crean diferentes secciones para una superficie, y así se simulan los distintos espesores posibles del eje.

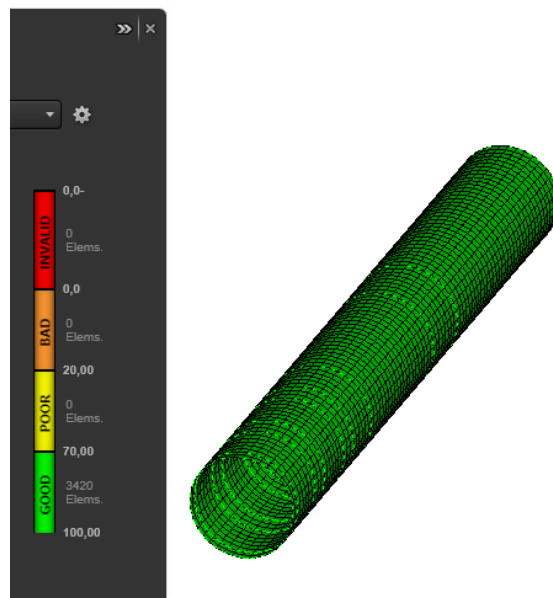


Figura 100: Mallado y calidad del mallado de superficies

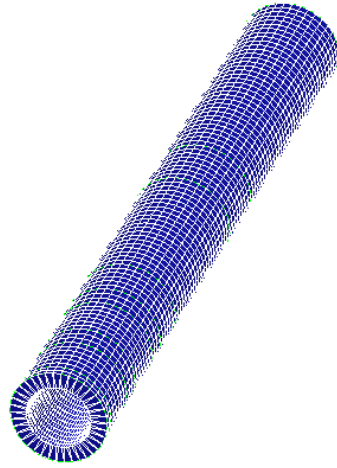


Figura 101: Sección de espesor 2mm aplicada al eje

Los espesores de pared a estudiar son 2mm, 4mm y 6mm (macizo). Los materiales a estudiar son los disponibles: aluminio y acero. Para realizar el estudio, se mide en la simulación el desplazamiento vertical máximo de la superficie que está en contacto con **sujeción rueda**, que es la pieza a la que está anclado el tensor. La deformación de esa zona, por tanto, significará una compresión del tensor y por tanto una extensión del muelle, resultando en pérdida de fuerza de apriete. También se mirarán las tensiones para cada espesor. En caso de no obtener suficiente factor de seguridad la combinación espesor-material se descarta.

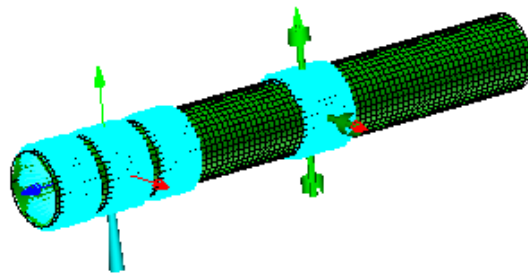


Figura 102: Fuerzas aplicadas (izquierda) y restricciones (derecha)

Tras aplicar un espesor y material determinados, la simulación resulta como está mostrado en la figura 102 para la tensión y el desplazamiento.

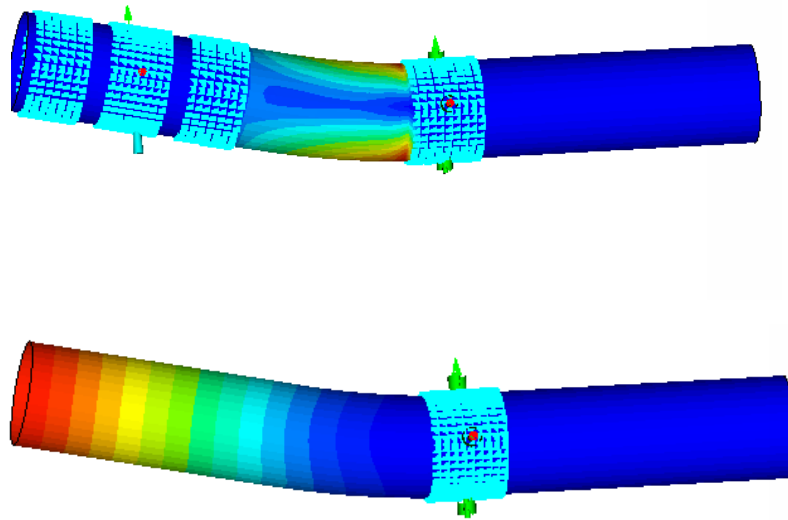


Figura 103: Resultados de tensiones (arriba) y desplazamientos (abajo)

Se miden las tensiones y los desplazamientos en la superficie central de aplicación de la fuerza, obteniéndose los resultados mostrados en la tabla 2.

MATERIAL	PARED (mm)	PESO (gramos)	K muelle (N/mm)	DESPL TRAS	Fuerza perdida (N)	Tension (Mpa)	Fuerza vetical perdida (N)	Relación	Peso total (gr)
Aluminio	2	15,76	187,5	0,204	38,25	231	36,081	2,427030457	126,08
ACERO	2	43,74	187,5	0,0691	12,95625	230	12,221	0,2962105624	349,92
Aluminio	4	25,28	187,5	0,161	30,1875	173	28,476	1,194125791	202,24
ACERO	4	70,17	187,5	0,0551	10,33125	173	9,745	0,147231723	561,36
Aluminio	Macizo	28,46	187,5	0,155	29,0625	144	27,414	1,021170063	227,68
ACERO	Macizo	79	187,5	0,0486	9,1125	145	8,596	0,1153481013	632

Tabla 2: Resultados estudio de material y espesor ejes pequeños

Cada espesor de pared (columna 2) tiene los dos materiales incluidos (columna 1). Para cada configuración material-espesor se mide el peso (columna 3), y el desplazamiento traslacional (columna 4) que sufre la superficie de apoyo central del eje. Dicho desplazamiento, multiplicado por la constante del muelle, resulta en una fuerza perdida (columna 6) en cada tensor, que equivale a una fuerza de apriete vertical determinada (columna 8). Se calcula la relación (columna 9) entre la fuerza perdida y el peso de cada eje, y se obtiene valor que se utiliza para la selección. También se mide la tensión máxima del eje, para poder descartar materiales por factor de seguridad, y el peso total (columna 10) que supone cada combinación para el prototipo.

La combinación seleccionada es la de acero con espesor de 4mm. Presenta una relación de 0'29, lo que significa que pierde poca fuerza (12'2N por cada tensor,

48'88N por rueda), pero no aumenta tanto el peso como en el caso del eje macizo de acero. Su tensión máxima es de 230 MPa, un valor relativamente alto, pero la empresa asegura poder fabricar el eje con un material más resistente que el acero S275.

No obstante, dicha empresa encargada de mecanizar el eje, SEGURA MECANIZADOS, al mandarle los archivos para la fabricación, propuso no realizar ningún agujero, pues no disponía de medios para realizar un agujero de diámetro tan pequeño y a su vez tan largo como lo requería la longitud del eje, y analizando que dicho agujero implicaba una mejora de 282'08 gramos en el ámbito global del prototipo y que el proyecto se encontraba en las últimas etapas de fabricación, se decidió mecanizar el eje macizo de acero CLC 1.2311, con un límite elástico de 821 Mpa.

Su factor de seguridad, por tanto, será de:

$$FS = \frac{821}{145} = 5.66 > 2$$

1.6. PRUEBA EXPERIMENTAL DEL TENSOR

Al contrario que otras componentes del sistema de tracción, la geometría y configuración del tensor permiten una comprobación experimental de su correcto funcionamiento durante el Run del prototipo.

Para comprobar la robustez de las piezas que lo componen, se realiza un test del subsistema mediante una máquina de tracción disponible en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales de la Universidad Politécnica de Valencia. Para el test, se crea una curva lineal de incremento de fuerza de tracción en el tiempo de manera que la máquina irá aumentando gradualmente la fuerza hasta un límite de 1500 N establecido.

Las partes más críticas son las cabezas de articulación, y la tuerca que sujeta la pieza **sujeción inferior**. Las cabezas de articulación, a pesar de que el fabricante asegure que soportan cargas de hasta 2000N, son de un material del cual se desconocen los datos, y en su geometría presentan un estrechamiento donde la sección es significativamente más pequeña, por lo que se testea para comprobar su resistencia. Respecto a la tuerca, puesto que es una tuerca DIN 439 (más estrecha de lo habitual) para que no haya problemas por contacto del tensor con la pieza **sujeción rueda**, la resistencia a tracción que tiene su roscado, al tener menos pasos, es menor. Se muestra ambas partes del tensor en la figura 104.

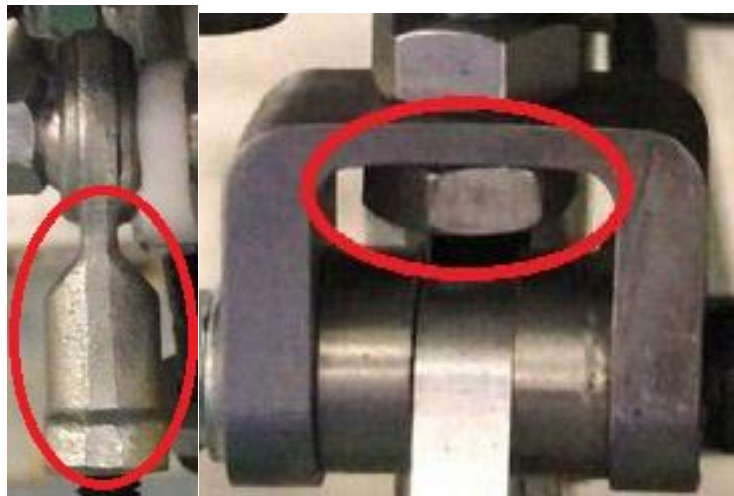


Figura 104: Estrechamiento de la cabeza de articulación (derecha) y tuerca estrecha (derecha)

La máquina de tracción tiene determinadas herramientas de sujeción que es posible utilizar para acoplar correctamente una pieza para someterla a tracción. No obstante, no dispone de ningún tipo de sujeción que permita sujetar el tensor en su configuración original. Por ello, se crea una configuración que permite solucionar el problema de la sujeción, y a su vez probar las cabezas de articulación en condiciones más exigentes. Los tornillos que sirven de anclaje se pasan cada uno a través de una cabeza de articulación con un eje roscado, el cual permite la sujeción correcta a la máquina y el testeo a carga total (y no sólo

la mitad) de la cabeza de articulación. La configuración montada ya en la máquina se presenta en la figura 105.



Figura 105. Tensor en la máquina de tracción

Por tanto, aunque en condiciones normales las cabezas de articulación deban soportar la mitad del tensado del tensor (425 N), se testearán a una fuerza de tracción de 1500N mediante esta configuración.

Se le ordena a la máquina de tracción, por tanto, que aumente la fuerza de tracción en 100N cada 5 segundos. Para comprobar la robustez en régimen estacionario, se para el incremento de tensión durante los últimos 30 segundos, y se observa que el conjunto no sufra al menos deformaciones observables a primera vista, poniendo especial atención a las rótulas de los extremos sujetos. La progresión de fuerza respecto al tiempo, por tanto, es la siguiente:

Test	
Tiempo (s)	Fuerza(N)
0	100
5	200
10	300
15	400
20	500

25	600
30	700
35	800
40	900
45	1000
50	1100
55	1200
60	1300
65	1400
70	1500
75	1500
80	1500
85	1500
90	1500
95	1500

Tabla 3: Fuerza aplicada en su instante determinado

Como resultado, las cabezas de articulación, al igual que la tuerca, soportan las cargas a las que se someten sin sufrir deformaciones o roturas, por lo que se concluye en que el sub-sistema del tensor es válido para su utilización en el sistema de tracción.

1.7. MONTAJE

En este apartado se relata el montaje tanto de todas las componentes del sistema de tracción como el montaje del sistema de tracción en su posición respecto al prototipo. Como se ve más adelante, durante el montaje aparece la deformación de las planchas relatado en el apartado 5.2, por lo que el montaje se debe realizar dos veces para cambiar ciertas componentes del sistema de tracción.

1.7.1. Montaje del cuerpo principal.

El ensamblaje del cuerpo principal es relativamente sencillo. Comenzando con la primera pieza que se había diseñado, **asiento del rodamiento**, se introduce el rodamiento en la cavidad dejada para ello (Figura 105). Puesto que es un ajuste con un juego ligero, se calienta la pieza ligeramente con una pistola de calor para provocar su dilatación y que el rodamiento se introduzca más fácilmente. El uso de grasa está permitido, pero se evita en la medida de lo posible por su compatibilidad con el vacío durante el Run, y en este caso no es necesario. Para evitar que el rodamiento se desplace, se colocan las **planchas laterales** y se fijan mediante tornillos colocados en los 4 orificios preparados para ello (figura 107).



Figura 106: Introducción del rodamiento en la pieza asiento de rodamiento

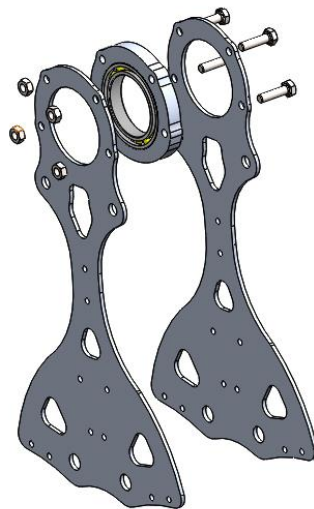


Figura 107: Posicionado de las planchas con sus tornillos de fijación

Con las planchas colocadas, es necesario introducir todo lo que hay entre ellas. Se comienza con el relleno de TPU superior, y se fija ligeramente a las dos planchas mediante sus tornillos correspondientes. Después, se fija el relleno de TPU central de la zona inferior (figura 108).

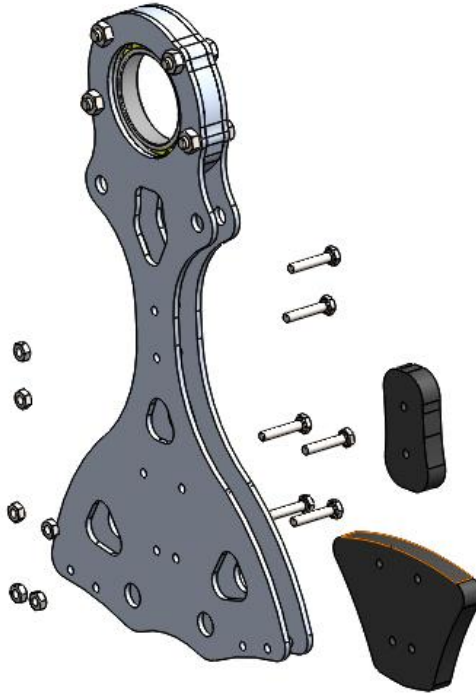


Figura 108: Montaje del relleno de TPU dentro de las dos planchas

Tras introducir el TPU central, se colocan las dos piezas **sujeción rueda** en sus puntos de anclaje en las planchas, y junto con uno de los apoyos adicionales y las arandelas correspondientes, se pasa el tornillo que sujeta cada conjunto de piezas de sujeción del eje en la zona inferior de las planchas (figura 109). Por el otro extremo de los tornillos, se añaden los apoyos adicionales faltantes y se fija todo el conjunto. (figura 110).

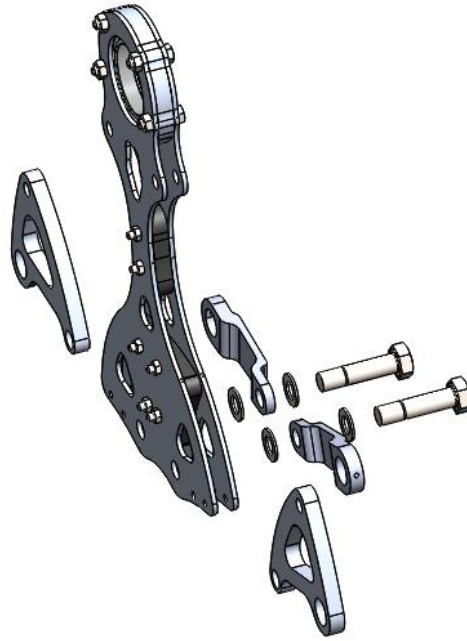


Figura 109: Montaje de las piezas sujeción rueda y los apoyos adicionales con agujero para prisionero

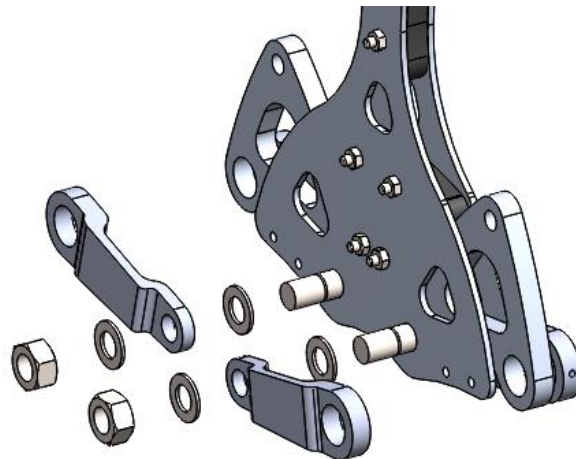


Figura 110: Montaje del resto de apoyos adicionales y fijación de los anclajes inferiores

El cuerpo principal quedaría así montado, a falta de fijar mediante el par de apriete adecuado algunas de las tuercas del sistema, y añadir al final las dos piezas de relleno de TPU inferiores.

1.7.2. Ejes y ruedas

Los ejes y las ruedas se montan paralelamente al cuerpo principal, al igual que los tensores. El primer paso es insertar los rodamientos en los agujeros de la rueda (figura 111). Para ello, en lugar de dilatar la rueda mediante calor, se enfrían los rodamientos en el congelador para su contracción, intentando evitar calentar la rueda para no dañar el recubrimiento (aunque este soporta hasta 220°C sin sufrir ningún cambio en sus características). Debido al mecanizado de

ajuste por apriete realizado a las ruedas, fue complicado insertar los rodamientos, por lo que los agujeros también se calentaron ligeramente con la pistola de calor, y se utilizó grasa que incluía entre sus características la evaporación posterior a su uso.

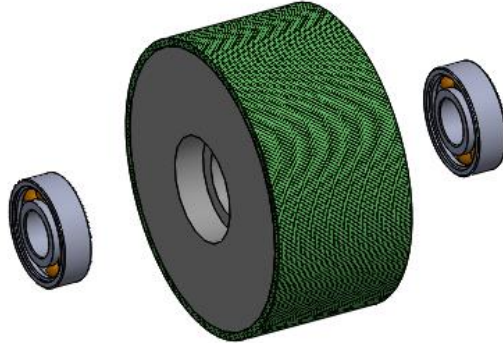


Figura 111: Introducción de los rodamientos en la rueda

El montaje del eje (figura 112) con los rodamientos también es delicado, pues debe ser un apriete para que la rueda no deslice, a pesar de tener los circlip en cada extremo de cada rodamiento (figura 113). Por ello, se enfría el eje antes de introducirlo en los rodamientos, a la vez de calentar ligeramente los rodamientos y un uso ligero de grasa.

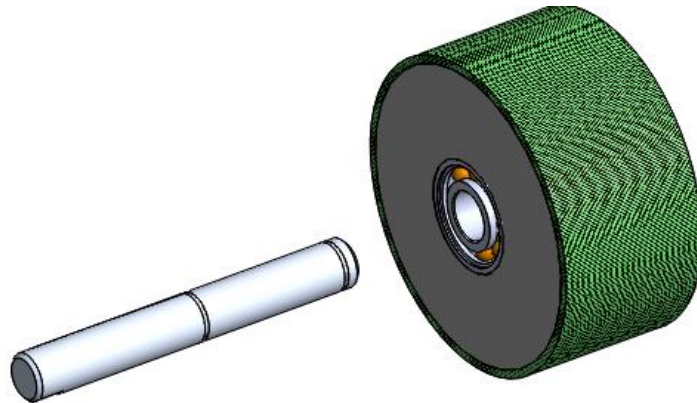


Figura 112: Introducción del eje en los rodamientos

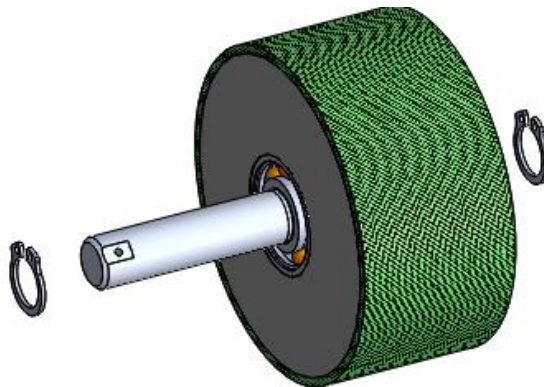


Figura 113: Colocación de los circlips A12 en el eje

1.7.3. Tensor

Paralelamente a los anteriores montajes, el montaje del tensor comienza por el cuerpo, que incluye las dos piezas de apoyo del muelle, el muelle y el **eje central**. Se colocan la pieza **disco apoyo** y el tornillo que sirve como eje, para después insertar el muelle y la pieza **plato de compresión** tras él (figura 113).



Figura 114: Montaje del conjunto disco de apoyo, plato de compresión, muelle y eje central

Si se montase el anclaje inferior, luego los tirantes laterales no entrarían correctamente por su longitud, ya que la pieza **sujeción inferior** interferiría con el montaje, por lo que los tirantes laterales se dejan montado junto con las cabezas de articulación (figura 114). No obstante, para el posterior montaje del tensor en el cuerpo principal y el apriete del sistema de tracción, el tornillo se introduce solo parte de la longitud del agujero en la cabeza de articulación, con un límite máximo de 4 pasos (4mm), lo justo para que la pieza se mantenga unidas.

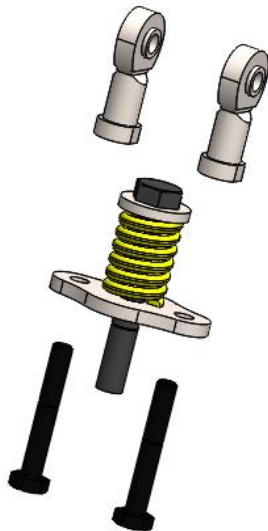


Figura 115: Montaje de los tirantes y las cabezas de articulación en el cuerpo principal del tensor

Es necesario introducir los casquillos de fricción en la pieza **sujeción inferior** antes de montarlo en el tensor (figura 115). Puesto que se fijan mediante ajuste, su montaje directo no es sencillo, por lo que se calienta la pieza para dilatar sus agujeros e introducir los casquillos en sus agujeros correspondientes.

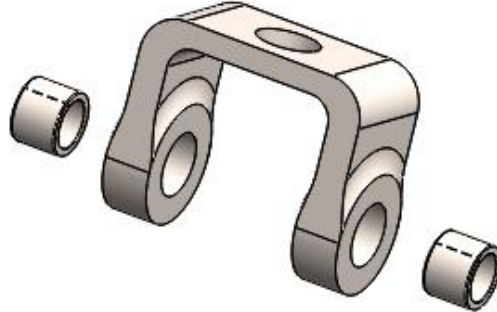


Figura 116: Introducción de los casquillos de fricción en la pieza sujeción inferior

La pieza **sujeción inferior** es la siguiente en colocarse. Utilizando ambas tuercas, se fija a la distancia establecida del extremo final del tornillo, para asegurar que las distancias del tensor son correctas y que el extremo no toque la pieza **sujeción rueda** al montarse en el conjunto completo (figura 116). El tensor queda montado a falta de los tornillos de anclaje al cuerpo principal y sus correspondientes casquillos, arandelas y tuercas.

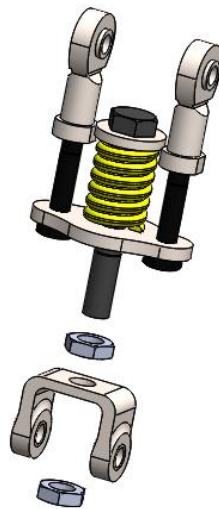


Figura 117: Acople de la pieza sujeción inferior en el tensor

1.7.4. Sistema completo

El montaje del sistema de tracción comienza por la introducción de los ejes pequeños en sus tres soportes correspondientes (figura 118). Para facilitar el montaje, los 3 agujeros tienen un ligero ajuste de juego, pues el montaje con tres aprietes sería bastante complicado. Se utiliza algo de grasa para ayudar al eje a pasar los tres agujeros. Después se colocan los prisioneros para inmovilizar los ejes (figura 119).

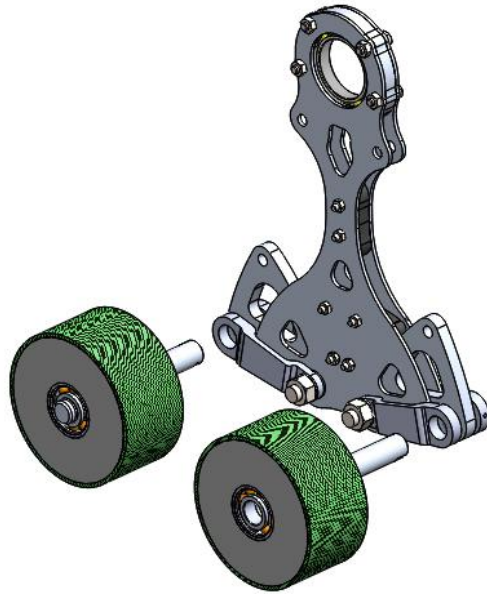


Figura 118: Introducción de los ejes en las piezas sujeción rueda y en los apoyos adicionales

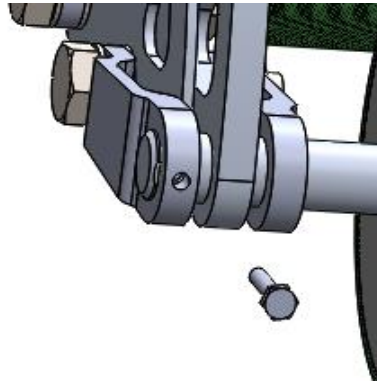


Figura 119: Inserción del tornillo prisionero en el apoyo adicional con agujero roscado

El montaje del tensor se realiza introduciendo los tornillos de anclaje junto al posicionamiento de los casquillos y arandelas que quedan entre los anclajes del tensor y del cuerpo principal (figura 120).

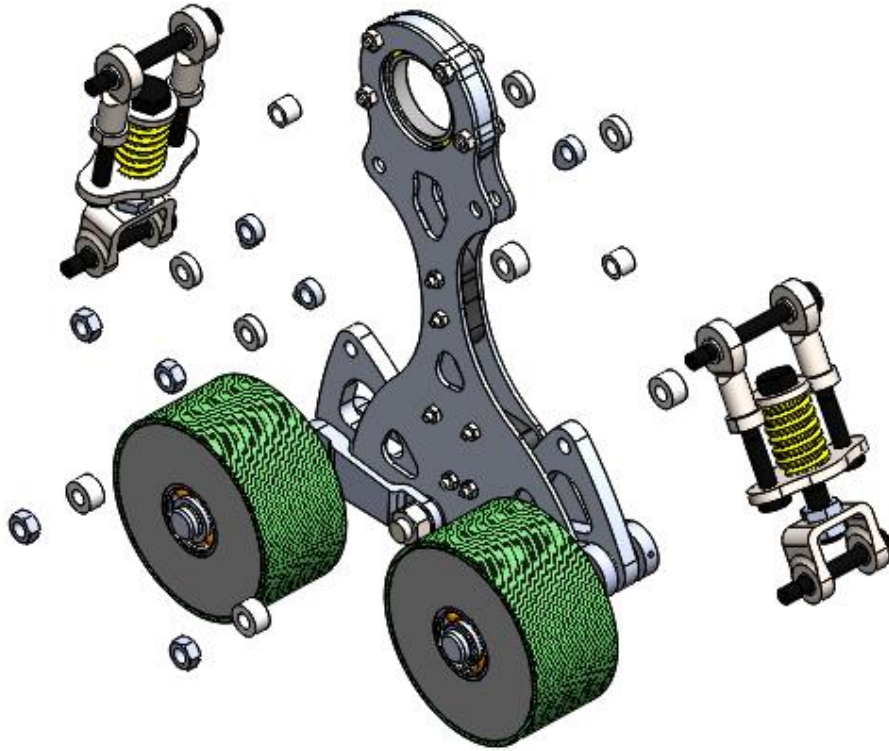


Figura 120: Montaje de los tensores junto con todos los casquillos de separación

El sistema de tracción queda montado con todas las piezas adicionales (figura 121).

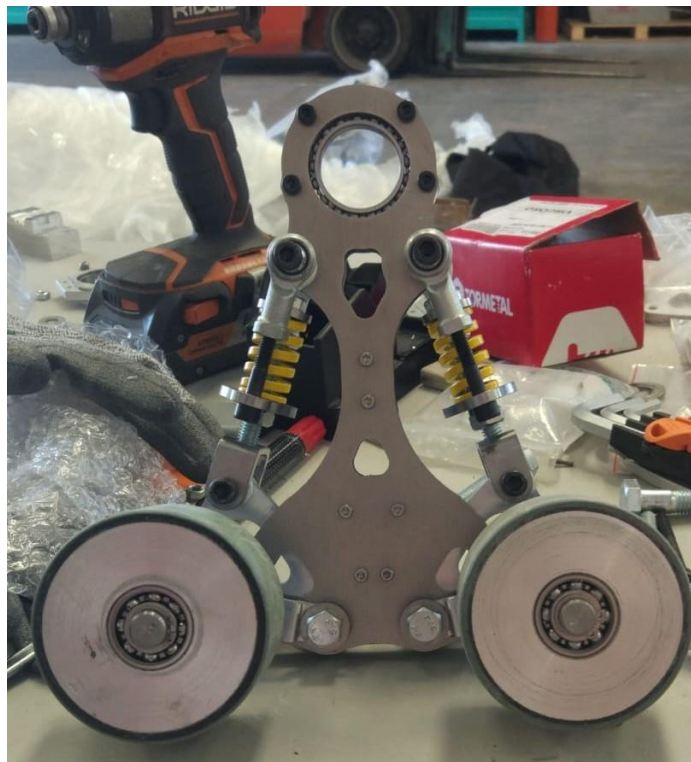


Figura 121: Imagen del sistema de tracción montado

1.7.5. Montaje en prototipo

Cada módulo de sistema de tracción está montado en uno de los ejes principales, teniendo cada eje 2 de ellos para conseguir el apriete necesario y a su vez tener un equilibrio de fuerzas y momentos. El montaje completo es el mostrado en las figuras 122 y 123.

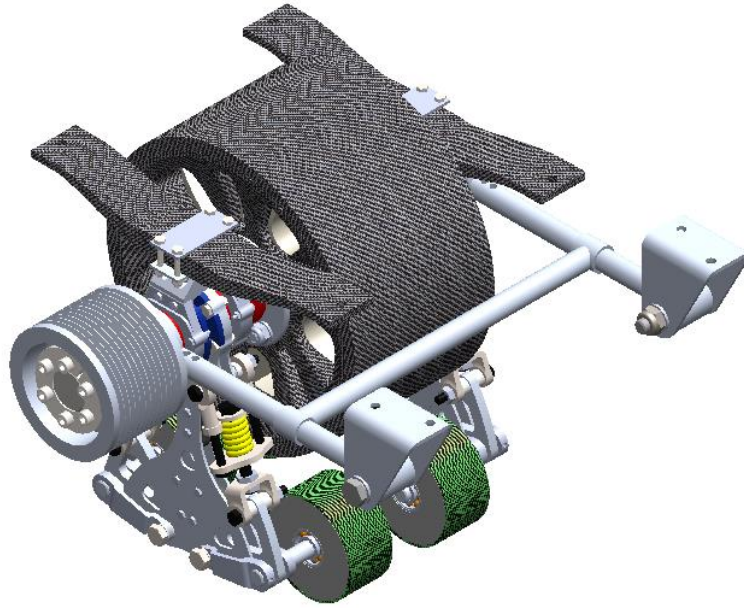


Figura 122: 3D isométrico del conjunto completo del eje

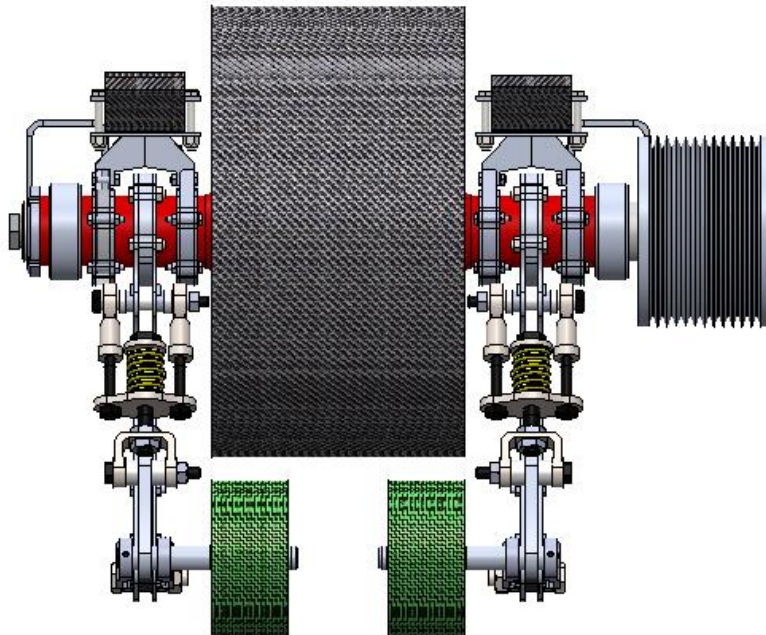


Figura 123: Vista trasera del conjunto del eje completo

El eje dispone de muchos sistemas y, por tanto, componentes apoyadas sobre él. Cada componente tiene su rodamiento (excepto la polea, que está fijada al eje mediante un SitLock). La fijación de la posición exacta de los rodamientos se realiza mediante casquillos de aluminio que sirven de separadores, y a su vez, teniendo el SitLock en un extremo y una tuerca KM de fijación en la otra, sirven para apretar todos los sistemas y así evitar cualquier deslizamiento de los rodamientos en el eje longitudinal del eje, colocando cada sistema en su posición correcta. Como se puede observar, debido a la necesidad de colocar la ballesta de fibra de vidrio en una posición determinada por sus necesidades de ensamblaje, el sistema de tracción queda debajo de ésta, entre sus dos apoyos.

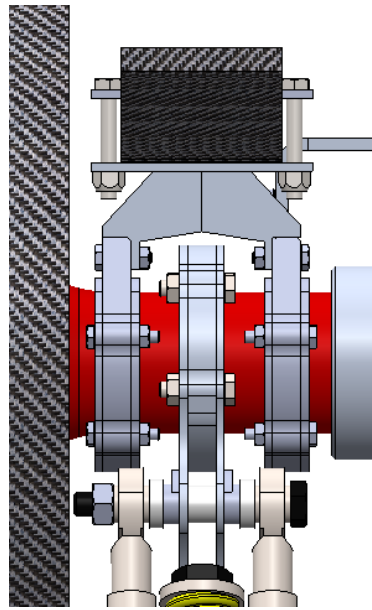


Figura 124: Sistema de tracción y apoyos de la ballesta

El orden de montaje, por tanto, queda establecido por el orden en los que los sistemas y sus respectivos rodamientos están colocados en el eje. Comenzando por introducir la rueda en el centro, se coloca el primer casquillo cónico, luego se introduce la mitad del apoyo de la ballesta, se vuelve a introducir otro casquillo separador, para dar lugar al montaje del sistema de tracción en el eje, seguido del resto de sistemas correspondientes a cada lado de la rueda.

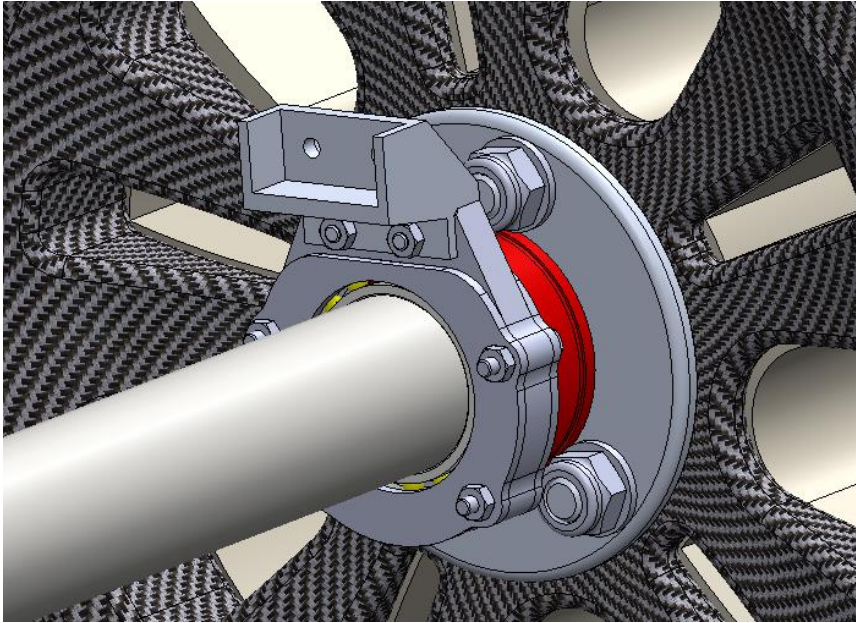


Figura 125: Casquillo cónico y primer apoyo de la ballesta

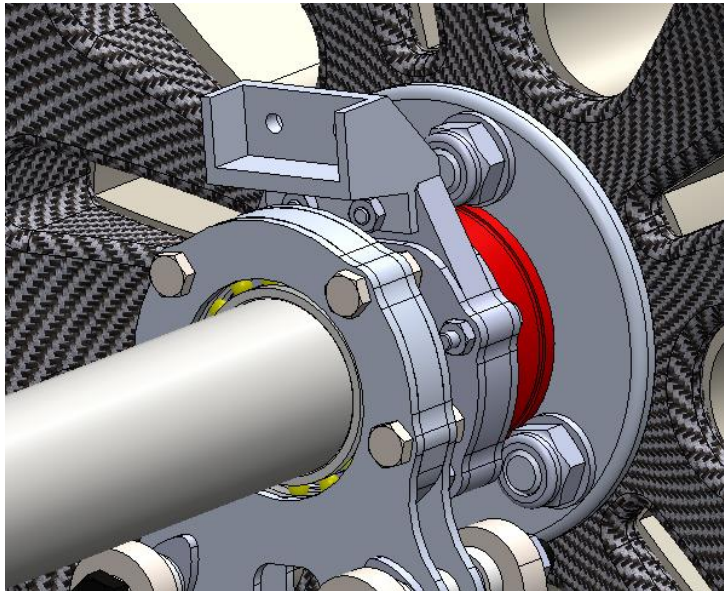


Figura 126: Casquillo cónico, primer apoyo, casquillo separador y sistema de tracción

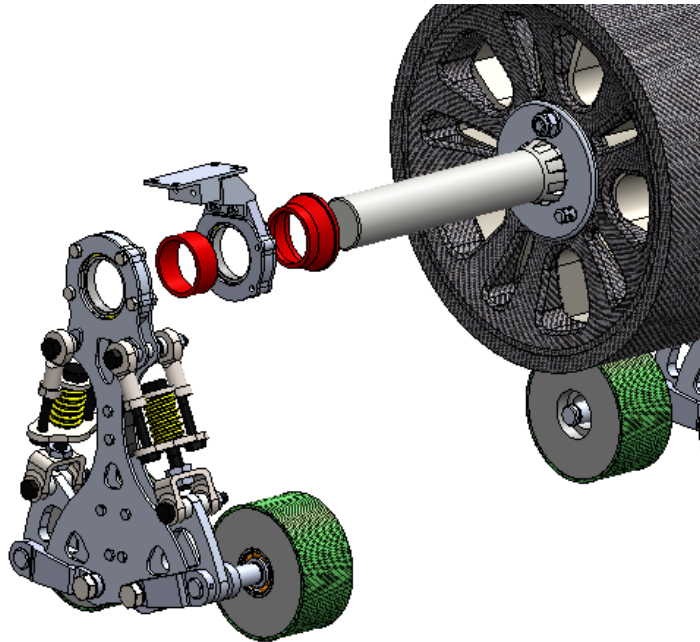


Figura 127: Orden de inserción de las piezas en el eje (hasta el sistema de tracción)

En la realidad el sistema de tracción junto con el resto de componentes queda montado como está mostrado en la figura 128.

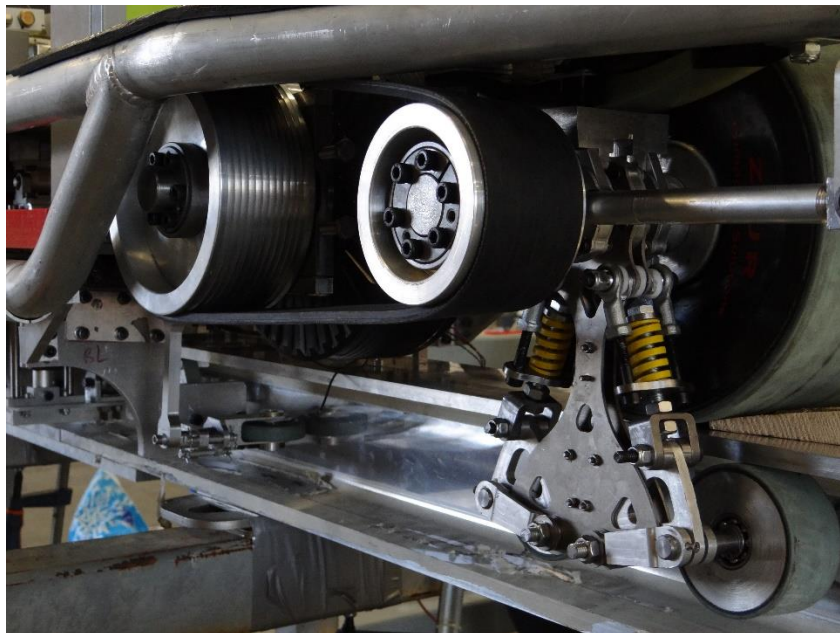


Figura 128: Imagen del sistema de tracción montado junto con el sistema de restricción, la ballesta y la transmisión

Una vez montado el sistema de tracción en su situación correspondiente, es necesario ajustarlo para realizar el apriete. El hecho de que los tirantes laterales sean tornillos permite ajustar la compresión del muelle, lo que supone un control sobre la fuerza de apriete que se desee. Por tanto, una vez el sistema está montado, simplemente hay que apretar los tirantes con su llave allen

correspondiente para que el tornillo se introduzca en el agujero de las cabezas de articulación, comprimiendo el muelle.



Figura 129: tirantes del tensor a apretar

No obstante, en la realidad no todo ocurre de manera ideal. Como se comentaba en el apartado 5.2, concretamente en la figura 87, la deformación de las dos planchas al aplicar el apriete ocurre, dejando las ruedas con apenas contacto en el ala superior del raíl y con el sistema de tracción deformado. Pese a soportar la tracción, como en las simulaciones, en la realidad al conjunto se le introduce cierta flexión, lo que hace que las dos planchas laterales se deformen tanto por la zona entre el relleno de TPU superior como por los laterales del relleno de TPU central.

Para solucionar la situación, se pide un mecanizado de urgencia por corte láser de unas piezas plancha lateral de acero UNE F5303 disponible en la empresa, de un espesor de 4mm. Aumentar el espesor de las planchas no afecta al montaje del sistema de tracción en el conjunto del eje, y aumenta mucho la rigidez del sistema, por lo que se soluciona el problema de la flexión de las planchas.



Figura 130: Sistema de tracción con las planchas de 4mm de espesor

1.8. CONCLUSIONES

1.8.1. Evaluación de los resultados

El equipo Hyperloop UPV, durante la competición, tuvo problemas con el sistema de baterías establecido para el prototipo quedando en octavo lugar por retirarse al cuarto día, por lo que Valentia no pudo hacer el Run. El sistema de tracción, por tanto, no se probó en las condiciones límite para las que estaba diseñado.

Tras realizar unas pruebas manuales, donde se empujaba el prototipo encima de un raíl con el sistema de tracción apretado, ofrecía considerable resistencia al movimiento, causada por la fuerza de rozamiento creada por el sistema de tracción y el peso del prototipo. Esto, por tanto, implica que el sistema de tracción tenía cierto grado de efecto. El contacto entre las ruedas pequeñas y el ala superior era prácticamente completo, y el hecho de que estuviese incluido en el prototipo en la realidad, valida el diseño del sistema de tracción en distancias del conjunto, en ajustes y en el propio montaje.

También se realizó una prueba donde se intentaba elevar el prototipo manteniendo el raíl en la misma posición, pero las ruedas tractoras mantenían en todo momento el contacto con el raíl, causado también por el apriete del sistema de tracción

El diseño, por tanto, se considera satisfactorio y utilizable por el prototipo.

1.8.2. Posibles mejoras a implementar

La mejora principal a realizar en el sistema de tracción es la dedicación a su diseño y simulación. El hecho de tener que diseñar, fabricar y montar el prototipo completo en 10 meses, con un personal relativamente reducido, implica una dedicación escasa a cada sistema que lo compone. Probablemente, una dedicación completa al sistema de tracción hubiera resultado en un sistema más rígido y a su vez ligero, y sin los inconvenientes que aparecieron durante el montaje.

Una de las opciones a considerar sería realizar un sistema de fibra de carbono. Con una distribución correcta de la matriz y la fibra, el sistema podría ser muy rígido y a su vez ligero, acercándose más a los objetivos planteados para este proyecto. Su fabricación, sin embargo, resultaría más complicada. Por ello, una fabricación en fibra de carbono de las **planchas laterales** sería un compromiso al que se podría optar.

La siguiente mejora posible es la utilización de actuadores eléctricos para el control de la fuerza de apriete. En lugar de mantener una fuerza constante en el tiempo durante todo el Run, el objetivo sería adecuar la fuerza de apriete a la curva de fuerza requerida por el prototipo en cada momento (véase figura 26). De esta manera, se elimina el exceso de fuerza utilizada en la tracción, y, por

tanto, la energía perdida por exceso de fuerza de rozamiento, aumentando la velocidad máxima a la que llega el prototipo. Este sistema, sin embargo, requiere de un control exacto y una velocidad de respuesta rápida en los actuadores. Los actuadores eléctricos, por lo general, responden de manera relativamente lenta, y el cambio que requiere la fuerza de apriete en el tiempo es considerable (Véase figura de la necesidad de fuerza de tracción).

La implementación de estos cambios mejoraría considerablemente el funcionamiento del sistema de tracción en el prototipo Valencia de Hyperloop UPV, y posiblemente en cualquier prototipo que requiera un sistema tal para su sistema de propulsión.

1.9. BIBLIOGRAFÍA

1. Puché, Rubén. "Servomotores: Control del motor sincrónico de Imanes permanentes". Universidad Politécnica de Valencia.

2. ANEXOS

2.1. Documentación técnica

2.1.1. Especificaciones del muelle LEYSAM

Especificaciones del producto

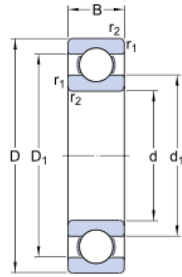
Muelles de matricería	
Diámetro agujero	20
Diámetro eje	10
Longitud en reposo	32
Constante	187.5
Deflexión 25 %	5.4
Fuerza a 25%	1020
Deflexión 30%	6.4
Fuerza a 30%	1200
Deflexión 35%	7.2
Fuerza a 35%	1350
Deflexión 40%	8.0
Fuerza a 40%	1500

2.1.2. Datos rodamiento 61806

► 61806

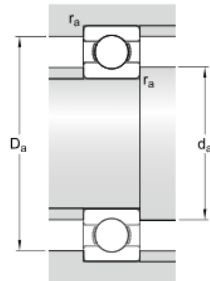
product_table_popular_item[76]

Dimensiones



d	30	mm
D	42	mm
B	7	mm
d ₁	≈ 33.7	mm
D ₁	≈ 38.35	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 32	mm
D _a	max. 40	mm
r _a	max. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.49	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.9	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.146	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		20000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.015	
Factor de cálculo	f ₀	13.9	

Masa

Rodamiento de masa		0.025	kg
--------------------	--	-------	----

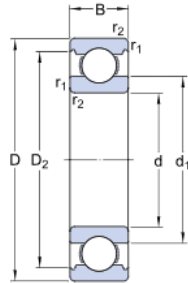
- Además de la información ofrecida en esta página, tenga presente lo que se ofrece en [Rodamientos rígidos de bolas](#).
- Para obtener información sobre cómo seleccionar el rodamiento adecuado para una aplicación particular, e interpretar los datos de esta página, consulte [Proceso de selección de rodamientos](#).
- Para obtener información general sobre los rodamientos, consulte [Conocimientos generales sobre rodamientos](#).

2.1.3. Datos rodamiento 6001

► 6001

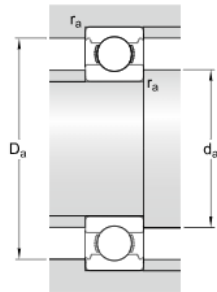
product_table_popular_item[87]
SKF Explorer

Dimensiones



d	12	mm
D	28	mm
B	8	mm
d ₁	≈ 17	mm
D ₂	≈ 24.72	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 14	mm
D _a	max. 26	mm
r _a	max. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	5.4	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2.36	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.1	kN
Velocidad de referencia		60000	r/min
Velocidad límite		38000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	13	

Masa

Rodamiento de masa		0.021	kg
--------------------	--	-------	----

- Además de la información ofrecida en esta página, tenga presente lo que se ofrece en [Rodamientos rígidos de bolas](#).
- Para obtener información sobre cómo seleccionar el rodamiento adecuado para una aplicación particular, e interpretar los datos de esta página, consulte [Proceso de selección de rodamientos](#).
- Para obtener información general sobre los rodamientos, consulte [Conocimientos generales sobre rodamientos](#).

2.1.4. Datos Elastolan R2000

CAMPUS® hoja de datos

Elastollan® R 2000 - TPU-GF
BASF Polyurethanes GmbH

**Texto del producto**

DESCRIPTION

Elastollan R 2000 is a glass fibre-reinforced TPU

SPECIAL PROPERTIES

very good impact strength, high stiffness combined with good strain, low thermal expansion coefficient equivalent to metal (Al), low mould shrinkage, ease of paintability

TYPICAL APPLICATIONS

technical parts, cabinets

OTHER HINTS

predrying: 2-3h at 100-120°C
 (air circulating oven or dehumidified air dryer),
 max. content of humidity before processing: 0,02%
 annealing: 20 h at 100°C in order to get optimum properties

CHEMICAL RESISTANCE

For detailed information on the chemical resistance of our materials refer to this [list of chemical resistance](#)

Propiedades mecánicas	Valor	Unidades	Método de ensayo
Módulo de tracción	2000	MPa	ISO 527-1/-2
Resistencia a la tracción	65	MPa	ISO 527-1/-2
Resistencia a la tracción TPE	65	MPa	ISO 527-1/-2
Alargamiento a rotura	25	%	ISO 527-1/-2
Alargamiento a rotura TPE	25	%	ISO 527-1/-2
Resistencia al impacto Charpy, +23°C	140	kJ/m²	ISO 179/1eU
Resistencia al impacto Charpy, -30°C	110	kJ/m²	ISO 179/1eU
Res. impacto Charpy c/entalla, +23°C	40	kJ/m²	ISO 179/1eA
Res. impacto Charpy c/entalla, -30°C	10	kJ/m²	ISO 179/1eA
Dureza Shore D, 15s	67	-	ISO 7619-1
Propiedades térmicas	Valor	Unidades	Método de ensayo
Estabilidad al calor, 1.80 MPa	114	°C	ISO 75-1/-2
Estabilidad al calor, 0.45 MPa	147	°C	ISO 75-1/-2
Propiedades eléctricas	Valor	Unidades	Método de ensayo
Constante dieléctrica, 1MHz	5	-	IEC 62631-2-1
Factor de pérdidas dieléctricas, 100Hz	320	E-4	IEC 62631-2-1
Factor de pérdidas dieléctricas, 1MHz	560	E-4	IEC 62631-2-1
Resistividad volumétrica específica	1E11	Ohm*m	IEC 62631-3-1
Resistencia dieléctrica	37	kV/mm	IEC 60243-1
Índice comparativo de línea de fuga	600	-	IEC 60112
Otras propiedades	Valor	Unidades	Método de ensayo
Densidad	1370	kg/m³	ISO 1183
Condiciones de transformación	Valor	Unidades	Método de ensayo
Moldeo por inyección, temperatura de la masa	225	°C	ISO 294
Moldeo por inyección, temperatura del molde	60	°C	ISO 10724

2.2. Programa selección de muelle

```

%Cálculo de la elongación de un muelle por rueda

%INTRODUCCIÓN DE DATOS

%Datos configuración

Carga_total=3200; %N. Carga vertical del sistema
N_muelles = 4; %Cantidad de muelles por sistema
Angulo= 70.61; %Grados. Angulo de inclinacion de los muelles

%Datos sujecion ruedas pequeñas (articulaciones)

Distancia_enganche= 52;%mm
Altura_centros =10; %mm
Distancia_centro_muelle = 45; %mm

%Limites para la seleccion

%Fuerza sobrante
F_minima(1:66)=240;

%Limites de longitud de muelle (para montar). CRITERIOS DE SELECCION
L_maxima_1(1:66)=55.5; %mm
L_maxima_2(1:66)=40.55; %mm. Longitud máxima de muelle
L_minima(1:66)=26.25; %mm %Longitud minima de muelle ya comprimido
Lim_elong_final(1:66)=1.5; %mm. Mínima elongacion restante

%Indices de carga
K=[90.2 92.8 92.8 92.8 93.5 94.2 94.6 95.3 96.3 96.3 96.7...
  100.2 100.7 102.3 102.3 105.1 105.1 105.1 109.3 109.3 109.3
  110.3...
  114.4 115.6 116.3 116.3 116.5 117.3 118.6 120.8 122.6 124.3...
  124.7 127.8 127.8 128.9 131.3 136.6 136.9 142.2 142.9 143.6
  144.8...
  145.4 146.2 146.8 152.7 154.1 154.8 155.9 155.9 156.9 158.5
  159.7...
  162.9 166.7 171.1 175.1 176.5 180.4 182.1 186.3 188.6 189.1
  190.0...
  192.6];

%Longitudes sin comprimir
L=[50.8 50.8 127.0 114.3 127.0 38.1 88.9 76.2 304.8 25.4 101.6...
  254.0 152.4 152.4 114.3 101.6 44.4 114.3 88.9 63.5 76.2 25.4...
  31.8 50.8 101.6 101.6 63.5 139.7 88.9 38.1 127.0 254.0...
  304.8 203.2 127.0 76.2 44.4 88.9 88.9 63.5 114.3 177.8 25.4...
  76.2 114.3 50.8 50.8 31.8 254.0 38.1 101.6 63.5 203.2 101.6...
  76.2 76.2 152.4 63.5 44.4 50.8 44.4 88.9 139.7 25.4 88.9...
  31.8];

%Longitud con compresion máxima (Ll)
Limite=[40.6 38.1 101.6 85.9 95.3 28.7 66.8 61.0 243.8 19.0 81.3...
  203.2 121.9 121.9 91.4 76.2 35.6 88.9 71.1 47.8 57.2 20.3...
  23.9 40.6 81.3 76.2 50.8 111.8 66.8 30.5 101.6 203.2...
  243.8 162.6 101.6 61.0 35.6 71.1 66.8 47.8 91.4 142.2 19.0...
  57.2 91.4 38.1 40.6 25.4 203.2 30.5 81.3 50.8 162.6 81.3...
  57.2 61.0 121.9 47.8 33.3 38.1 35.6 71.1 111.8 20.3 71.1...
  25.4];

```

```

%-----

%CÁLCULOS DE PRECARGA

%Calculos intermedios

Alpha= Angulo*(2*pi/360); %rad. Angulo de inclinacion en radianes
Carga_muelle_vertical=Carga_total/N_muelles; %N. Componente vertical
necesaria
Carga_muelle_total= Carga_muelle_vertical/sin(Alpha);%N. Carga
necesaria en el muelle
%para alcanzar la carga vertical
j=0;
for i=1:66
    j=j+1;
    Elongacion(i)=Carga_muelle_total/K(i);
    L_final(i)=L(i)-Elongacion(i);
    Elong_sobrante(i)=L_final(i)-Limite(i);
    F_sobrante(i)=(Elong_sobrante(i)*K(i))*sin(Alpha);
    Rango(i)=L(i)-Limite(i);
    %Prueba de fuerza
    if F_sobrante(i)>=F_minima(i)
        Prueba_F(i)= 1;
    else
        Prueba_F(i)=0;
    end
    %Prueba de longitud a precarga
    if (L_maxima_1(i)>=L_final(i))&&(L_final(i)>=L_minima(i))
        Prueba_L_1(i)=1;
    else
        Prueba_L_1(i)=0;
    end
    if (L_maxima_2(i)>=L_final(i))&&(L_final(i)>L_minima(i))
        Prueba_L_2(i)=1;
    else
        Prueba_L_2(i)=0;
    end
    %Prueba a margen de compresion sobrante
    if Elong_sobrante(i)>=Lim_elong_final(i)
        Prueba_CP(i)=1;
    else
        Prueba_CP(i)=0;
    end
    %Acertar quienes cumplan requisitos
    if (Prueba_F(i)==1)&&(Prueba_L_1(i)==1)&&(Prueba_CP(i)==1)

        Muelles_finales_1(j)=K(i)
        find(Muelles_finales_1==K(i));
    else
        Muelles_finales_1(j)=0;
    end
    if (Prueba_F(i)==1)&&(Prueba_L_2(i)==1)&&(Prueba_CP(i)==1)
        Muelles_finales_2(j)=K(i)
    end
end

%Ploteo de resultados
close all

```

```

figure
plot(K,F_sobrante, '.')
hold on
plot(K,F_minima)
grid on
xlabel('Indice de carga(N/mm)')
ylabel('Fuerza sobrante(N)')
legend('Fuerza sobrante','Fuerza minima de margen')
%Ploteo de longitudes en precarga
figure
plot(K,L_final, '.')
hold on
plot(K,L_maxima_1)
hold on
plot(K,L_maxima_2)
hold on
plot(K,L_minima)
xlabel('indice de carga(N/mm)')
ylabel('longitud en precarga(mm)')
legend('Longitud en precarga','Maximo(cambiar pieza)','Maximo(sin cambio)','Longitud minima')
%Ploteo de elongacion restante
figure
plot(K,Elong_sobrante, '.')
hold on
plot(K,Lim_elong_final);
xlabel('indice de carga(N/mm)')
ylabel('elongacion sobrente(mm)')
legend('Compresion sobrante','Minimo para margen')

```

3. PLIEGO DE CONDICIONES

3.1. Alcance y consideraciones

El alcance de este proyecto abarca el diseño y montaje de un prototipo de sistema de tracción que se utilizará para la creación de futuros prototipos de vehículos Hyperloop.

El objeto de este documento es definir las prescripciones técnicas que deberá seguir el técnico responsable de la ejecución del proyecto, para obtener un correcto funcionamiento del sistema con sus garantías correspondientes.

En el presente documento también se especificarán los procedimientos que no se hayan especificado en el resto de documentos, y los documentos se suplementarán entre ellos para la determinación exacta de datos y procedimientos. Por tanto, se consideran incluidas en este documento las especificaciones técnicas establecidas de materiales y normativa que puedan aparecer en la memoria y no en este documento, al igual que en el caso contrario.

En caso de contradicciones u omisiones, prevalecerá la palabra del técnico responsable sobre el asunto en cuestión.

3.2. Materiales

El constructor tendrá la responsabilidad de utilizar los materiales indicados en el presente proyecto para la fase de fabricación y el posterior montaje que se especifica en este proyecto. Se deberá conservar como mínimo el nivel de calidad de los materiales utilizados para su desarrollo. En caso de incluir cambios en este aspecto, se deberán hacer en una calidad mejor bajo el criterio del técnico, y siempre bajo su responsabilidad.

En el caso de los elementos comerciales, dados la marca y modelo de cada componente, se tendrán en cuenta sus especificaciones técnicas. Siendo lo ideal el mantener dichos componentes invariables para el montaje del sistema, en caso de realizar cambios, el técnico deberá utilizar los datos en sus especificaciones técnicas para remplazarlos por componentes con características similares. El técnico se hará responsable de cada cambio aplicado al proyecto.

El material para la fabricación de las piezas mecanizadas en este proyecto es el expuesto en los siguientes apartados.

3.2.1. Aluminio 6061-T6

La fabricación de las piezas que en la memoria esté especificado que estén fabricadas de aluminio, estarán compuestas por Aluminio 6061-T6. Las principales características de este material son las siguientes:

- Densidad: 2700 Kg/m³
- Limite elástico: 276 MPa
- Módulo de Young: 68'9 MPa
- Carga de rotura: 310 MPa

Las piezas fabricadas en este material serán las piezas asiento rodamiento, sujeción rueda, apoyos adicionales.

3.2.2. Acero S275

El acero estructural S275 se utilizará para las piezas que son parte del sub sistema tensor. Las características son las siguientes:

- Densidad: 7850 Kg/m³
- Limite elástico: 275 MPa
- Módulo Elástico: 210 MPa
- Carga de rotura: 410 MPa

Las piezas concretas fabricadas en este material serán disco apoyo, plato de compresión, sujeción inferior.

3.2.3. Acero UNE F5303

El acero 1.2311 es un acero de alta resistencia. Su utilización se limita a las piezas **eje pequeño, plancha lateral** del sistema. Sus características son las siguientes:

- Densidad: 7850 Kg/m³
- Limite elástico: 821 MPa
- Módulo Elástico: 205 MPa
- Carga de rotura: 992 MPa

3.3. Planos

El objeto de los planos es mostrar tanto al constructor como al fabricante las formas, dimensiones, calidades y cuantías de las piezas con las que se realizará el ensamblaje del conjunto. Están incluidos los planos con medias generales de los conjuntos, para facilitar una visión general del tamaño del conjunto y de la posición de cada pieza.

El fabricante realizará todo el trabajo siguiendo las especificaciones establecidas en los planos, para después poder realizar el montaje de manera

consistente y evitar posibles cambios que afecten al futuro montaje del sistema.

En caso de que, por limitaciones de fabricación, el fabricante requiera de algunos cambios en las especificaciones contenidas en los planos en las piezas correspondientes, dichos cambios deberán ser consultados y aprobados por el técnico responsable.

3.4. Fabricación

Las piezas que requieran de mecanizado se fabricarán por un fabricante homologado para ello, que siga las leyes y normas correspondientes. En caso de una fabricación defectuosa, el fabricante deberá responder de la manera más rápida posible y fabricar las piezas con las especificaciones correctas.

Los métodos de fabricación utilizados para la realización del presente proyecto son los siguientes.

- Fresado. Se utilizará una máquina CNC de tres ejes para la fabricación de las piezas que requieran fresado, para asegurar la precisión de medidas que conlleva el sistema. Las piezas a mecanizar serán asiento rodamiento, sujeción rueda, apoyos adicionales, plato de compresión.
- Torneado. Se utilizará una máquina CNC para la fabricación de las piezas que requieran torneado, para asegurar la precisión de medidas que conlleva el sistema. Las piezas a mecanizar serán eje pequeño, disco apoyo.
- Corte láser. Se utilizará una máquina de corte láser para geometrías complicadas de piezas con grosores no superiores a 5mm. La pieza a mecanizar por este método de fabricación será plancha lateral.
- Taladrado. Si el fabricante considera que la utilización del taladro es una opción mejor para la realización de los agujeros en las piezas, los agujeros no mayores a 8mm se podrán realizar mediante un taladro de banco, para asegurar la precisión de medidas que conlleva el sistema.

En caso de que el fabricante proponga otro proceso de fabricación para alguna de las piezas, deberá consultar con el técnico responsable y conseguir su aprobación.

3.5. Montaje

El proceso de montaje seguirá el procedimiento indicado en el apartado 1.7 de la Memoria. El montaje especificado en los apartados 1.7.1, 1.7.2 y 1.7.3 se podrán realizar paralelamente por tres constructores aprobados por el técnico responsable, siempre bajo su supervisión. El montaje del conjunto completo especificado en el apartado 1.7.4 se realizará por 2 constructores conjuntamente, bien seleccionados de entre los 3 constructores previos u otros

constructores con conocimiento suficiente sobre el proyecto. La selección la realizará el técnico responsable.

La tornillería utilizada será la especificada en la memoria del proyecto, prestando especial atención a las uniones con tornillos DIN 931 de calidad 12.9. Las uniones que no deberán ser necesariamente de calidad tan alta. En todo caso, el técnico responsable aprobará antes del comienzo del montaje la tornillería utilizada para ello.

Las herramientas utilizadas serán las necesarias para realizar el montaje del conjunto.

- Llaves Allen correspondiente para cada cabeza del tornillo.
- Llaves fijas o planas correspondientes para cada cabeza de tornillo o tuerca.
- La utilización de martillo de golpeo está permitida. Sin embargo, se priorizará cualquier método que evite golpear los componentes del sistema. La utilización de pistolas de calor, frío, grasas y aceites estará permitida y es prioritaria al martillo. El martillo deberá ser blando, de punta de nylon, para no dañar metales.

Se realizará un primer montaje de todo el conjunto para comprobar las medidas, interferencias y/o situaciones de bloqueo posibles. Una vez comprobado y aprobado por el técnico responsable, se procederá al montaje final.

El montaje final incluirá la aplicación de su par de apriete correspondiente a cada tornillo del conjunto. El par de apriete estará definido en la documentación del proyecto Valentia. A cada unión roscada se le aplicará el adhesivo Loctite 243 u equivalente.

El montaje expuesto en el apartado 1.7.5 lo realizarán 3 constructores, que serán los que montarán todas las componentes unidas al eje. El golpeo por martillo blando está permitido, pero se prioriza la utilización de grasas, aceites, pistolas de calor y frío.

3.6. Test de verificación

El test de verificación comprobará el funcionamiento del sistema de tracción tanto en estático como en movimiento, siempre con la supervisión del técnico responsable.

El primer test realizado será el de la precarga de apriete. Mediante el apriete de los tirantes de cada tensor, los 4 sistemas de tracción aplicados en todo el prototipo se tensarán con la precarga correspondiente, y se observará si aparecen deformaciones en cualquier lugar del conjunto completo.

Una vez verificado el estático, se procederá a desplazar el prototipo a lo largo del raíl mediante empuje para comprobar si las ruedas presentan rodadura y no

deslizamiento, y no se produce ninguna desalineación del prototipo con el raíl debido al efecto del sistema de tracción.

4. PRESUPUESTO

A continuación, se presenta el presupuesto total del sistema de tracción, junto con las horas dedicadas a ello. Debido a la política de patrocinios del equipo Hyperloop UPV, en el cual se categorizaba en distintos niveles a los patrocinadores en función de su aportación, sea económica o en material, gran parte de los componentes no tienen precio establecido debido a que están incluidos dentro de las bolsas económicas pactadas entre el equipo y la empresa. De todas formas, se muestra un desglose de cada tipo de gasto, sea compra o proceso de mecanizado.

Aunque el presente presupuesto no disponga de todos los costes incluidos, igualmente se realiza el ejercicio para el proyecto.

4.1. Componentes comerciales

Nombre	Descripción	Precio Ud €	Cantidad	Precio €	Patrocinio
Rodamiento 61806	Rodamiento superior sistema de tracción.	21,62	4	86,48	NO
Rodamiento 6001	Rodamiento rueda pequeña	X	16	X	SI
TJB20-32	Muelle compresión carga fuerte	18,9	8	151,2	NO
Anillo Seeger A12	Anillo retención ejes ruedas pequeñas	X	16	X	SI
Rótulas	Cabezas de articulación	X	16	X	SI
Casquillos SKF	casquillos de fricción	0,94	16	15,04	NO
Tornillo DIN931	Tornillos rosca parcial c/Allen	X	28	X	SI
Tornillo	Tornillos c/allen	X	64	X	SI
Tuerca DIN 439	Tuerca estrecha	X	8	X	SI
Tuerca	Tuerca	X	24	X	SI
Arandela	Arandela plana	X	202	X	SI

4.2. Materia prima

Pieza	Material	Precio Ud. €	Cantidad	Precio €	Patrocinio
Asiento rodamiento	Aluminio 6061-T6	X	4	X	SI
Plancha lateral	Aluminio 6061-T6	X	8	X	SI
Sujeción rueda	Aluminio 6061-T6	X	8	X	SI
Apoyos adicionales	Aluminio 6061-T6	X	16	X	SI
Disco Apoyo	Acero S275	X	8	X	SI

Plato Compresión	Acero S275	X	8	X	SI
Sujeción inferior	Acero S275	X	8	X	SI
Eje pequeño	Acero 1.2311	X	16	X	SI

4.3. Mecanizado

Pieza	Precio Ud. €	Cantidad	Precio €	Patrocinio	Empresa
Asiento rodamiento	X	4	X	SI	COPRINJECT
Plancha lateral (2mm)	X	8	X	SI	COPRINJECT
Sujeción rueda	X	8	X	SI	COPRINJECT
Apoyos adicionales	X	16	X	SI	COPRINJECT
Disco Apoyo	X	8	X	SI	COPRINJECT
Plato Compresión	X	8	X	SI	COPRINJECT
Sujeción inferior	X	8	X	SI	COPRINJECT
Eje pequeño	X	16	X	SI	SEGURA

4.4. Plancha lateral 4mm (material + mecanizado)

Pieza	Material	Precio Ud. €	Cantidad	Precio €	Patrocinio
Plancha lateral (4mm)	Acero	27,73	8	221,87	NO

4.5. Software

Software	Versión	Empresa	Utilidad	Licencia (año) €	Utilización	Precio total €
SolidWorks	2017	Dassault Systems	CAD 3D	V. Estudiante	2 meses	X
Apex	Grizzly	MSC Software	FEM analysis	6650	2 meses	1108,33

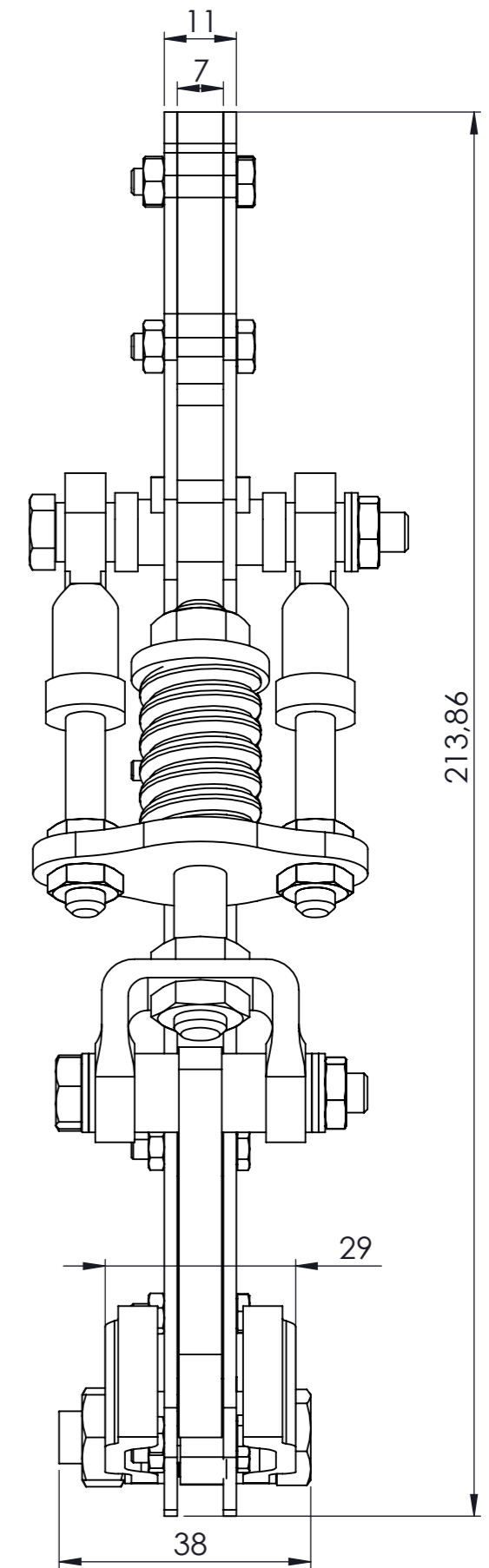
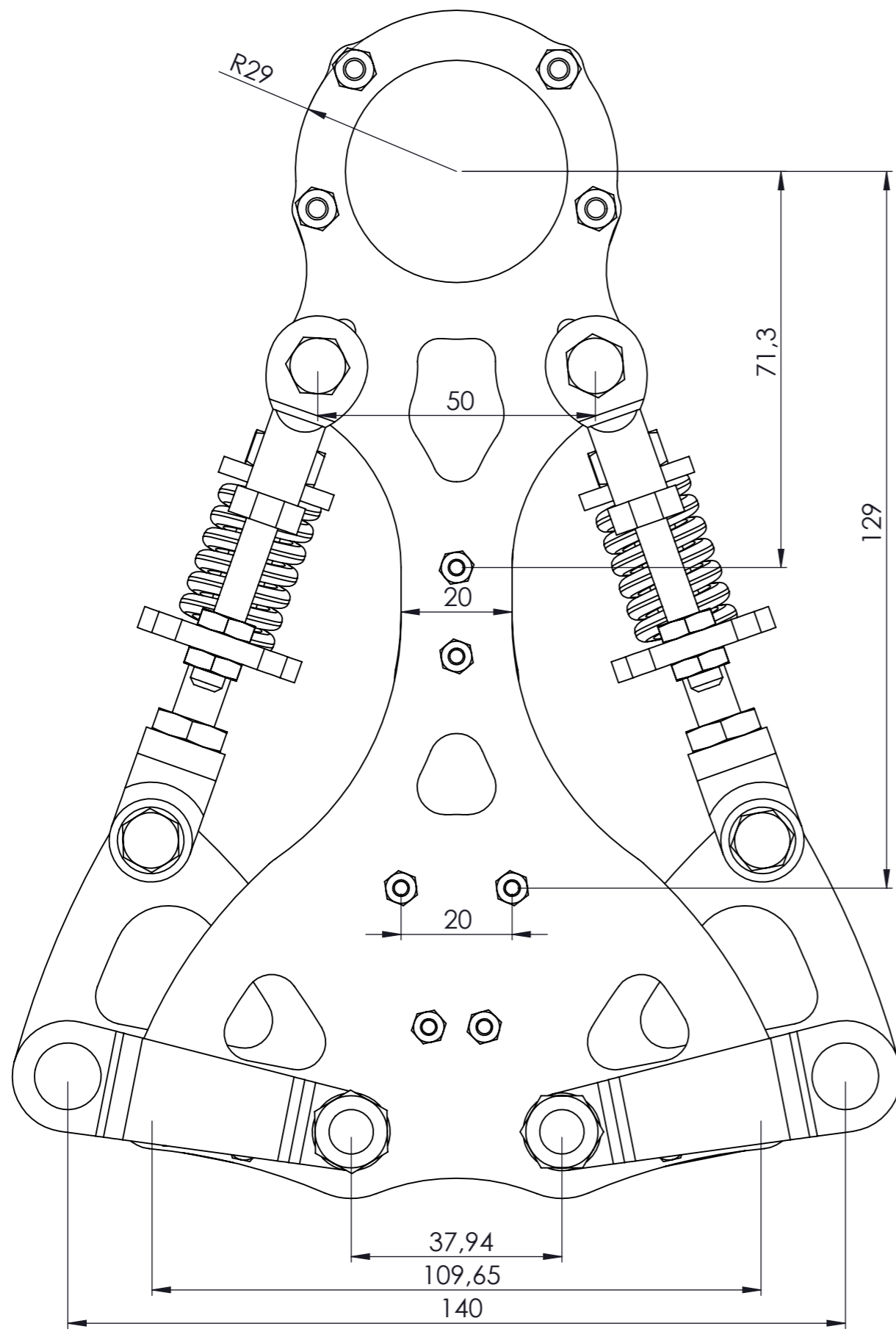
4.6. Horas de trabajo



ETAPA	HORAS	Sueldo/h €	Coste €
Diseño	122		3050
Simulación	85	25	2125
Montaje	107		2675
TOTAL	314		7850

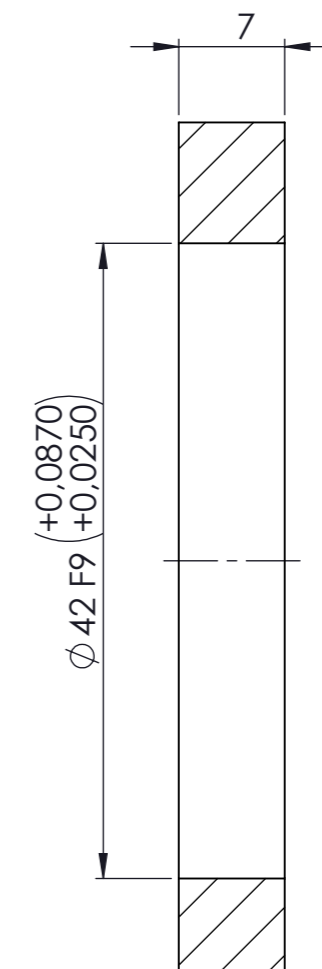
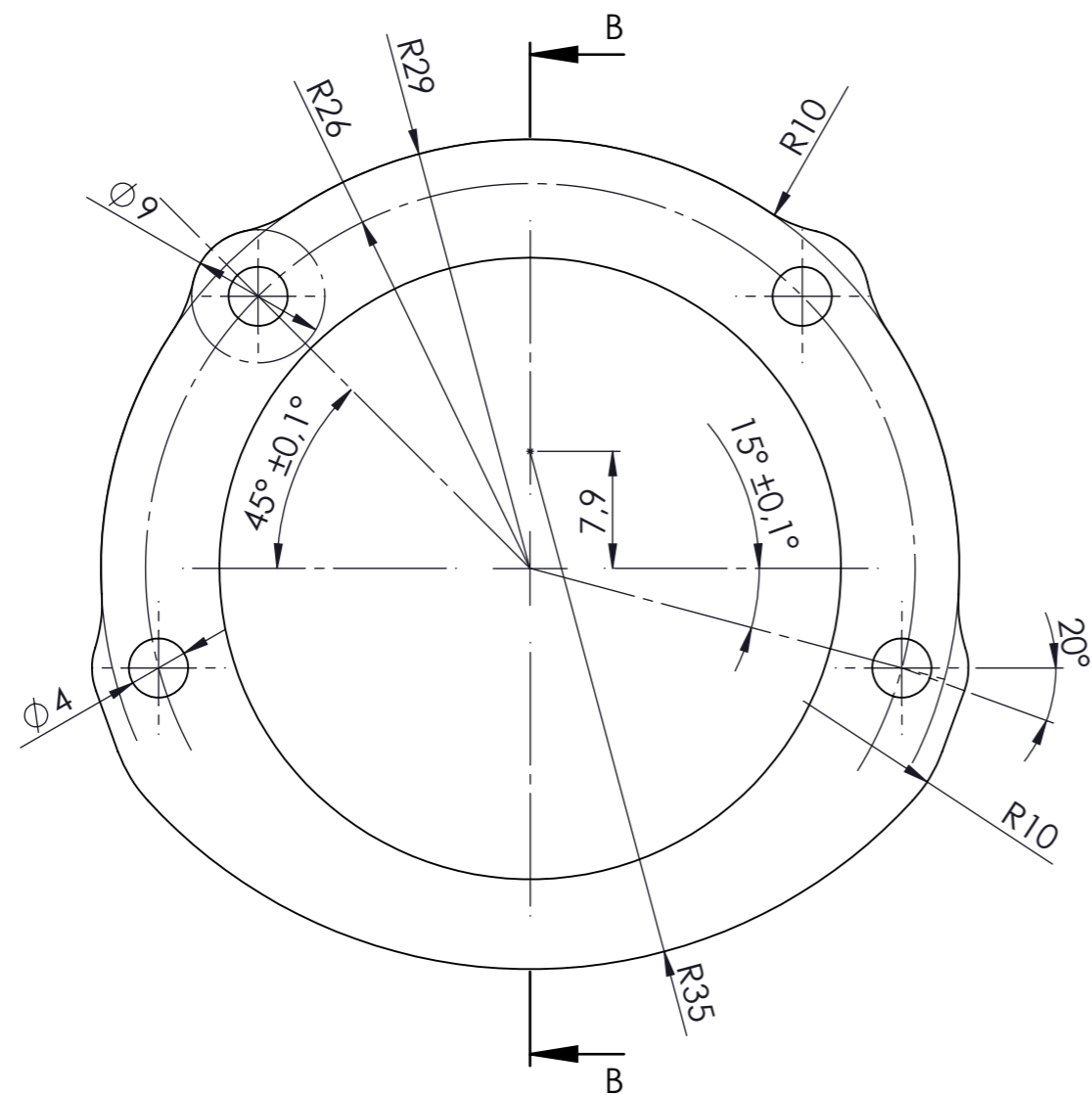
4.7. Presupuesto total

	Coste €
Elementos comerciales	252,72
Materia Prima	X
Mecanizado	X
Plancha lateral (4mm)	221,87
Software	1108,33
Mano de obra	7850,00
TOTAL 1	9432,92
Beneficio Industrial (6%)	565,98
Gastos generales (10%)	943,29
PRESUPUESTO LICITACIÓN	10942,19
IVA (21%)	2297,86
TOTAL	13240,05

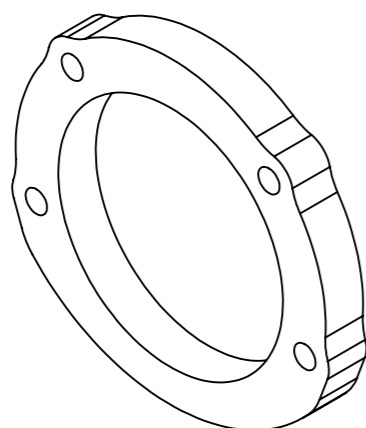
5.PLANOS





TÍTULO				SISTEMA DE TRACCIÓN. CONJUNTO COMPLETO		Nº		5	
		A.Estarich	20/03/2018	MATERIAL		ESCALA		1:1	
				FORMATO		PÁGINA		5	
				A3					

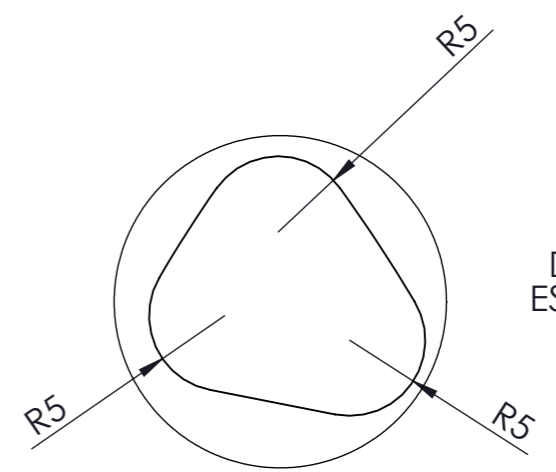
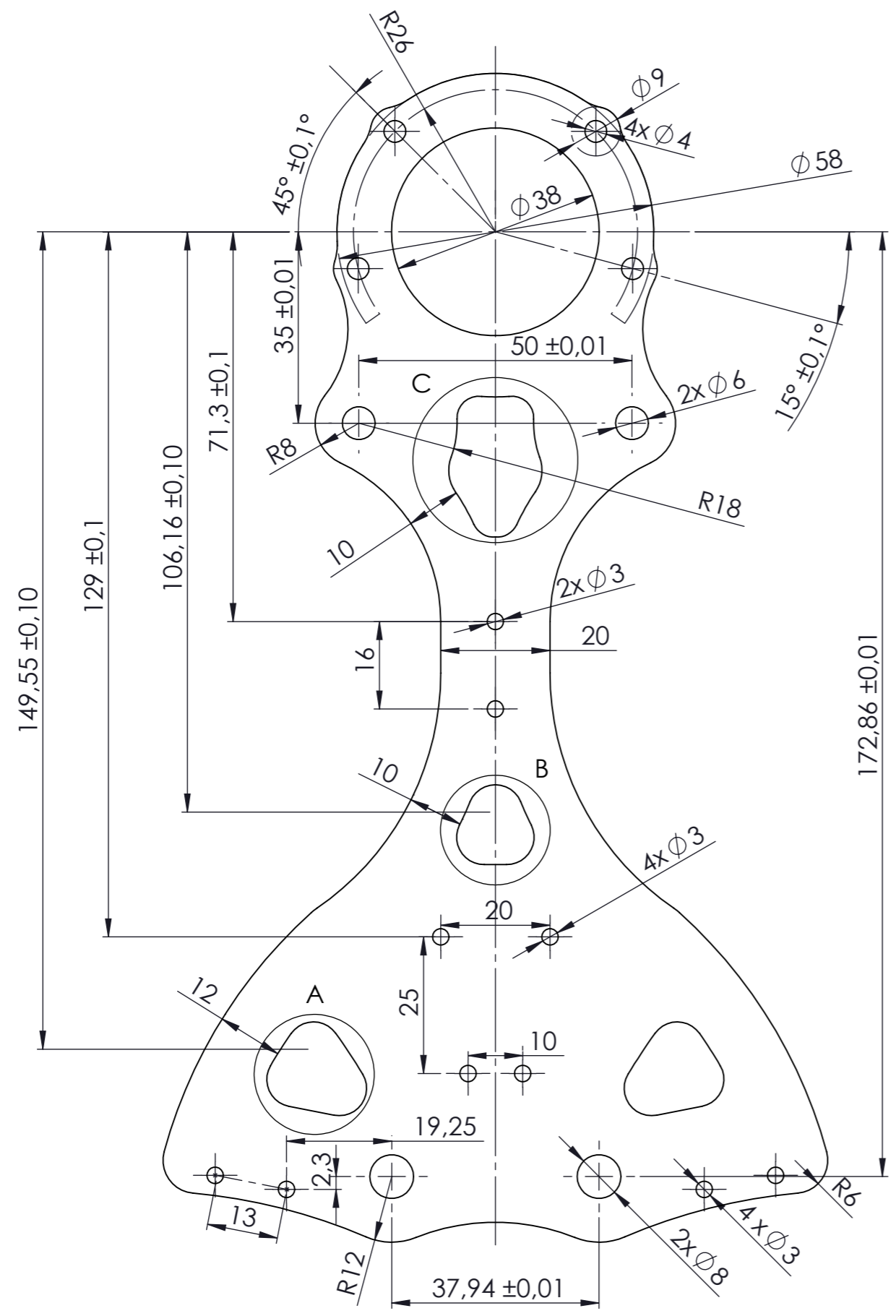


SECCIÓN B-B

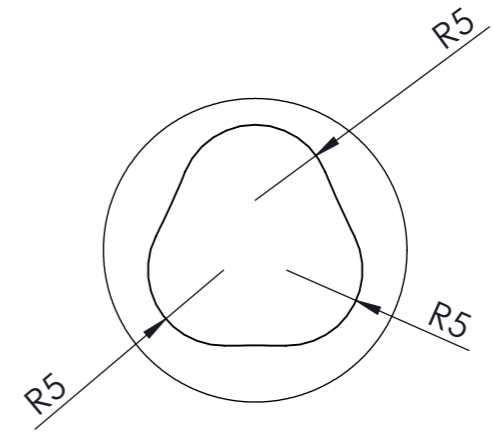


NOTA: A falta de algunas cotas y tolerancias.

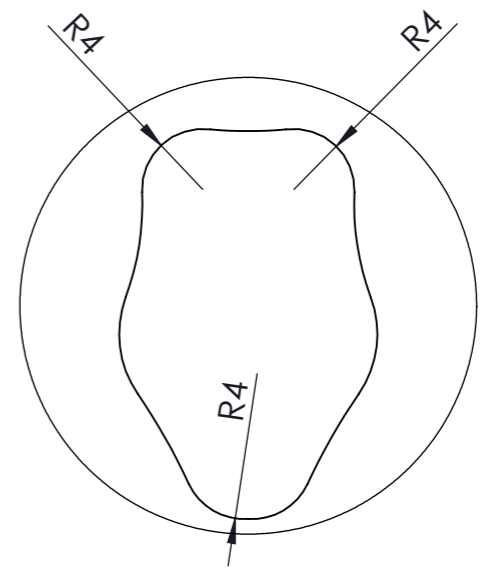
TÍTULO Asiento rodamiento. Sistema de tracción					Nº 5	
		A. Estarich	15/03/2018	MATERIAL Al 6061 T6	ESCALA 2:1	
				FORMATO A3	PÁGINA 4/8	



DETALLE A
ESCALA 2 : 1





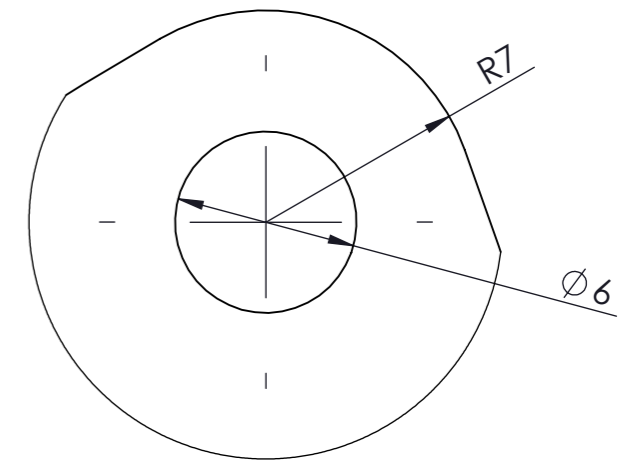
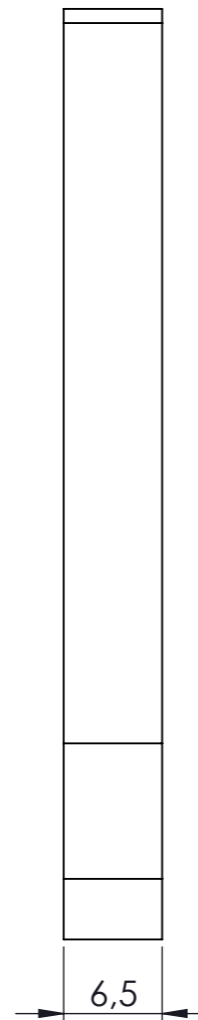
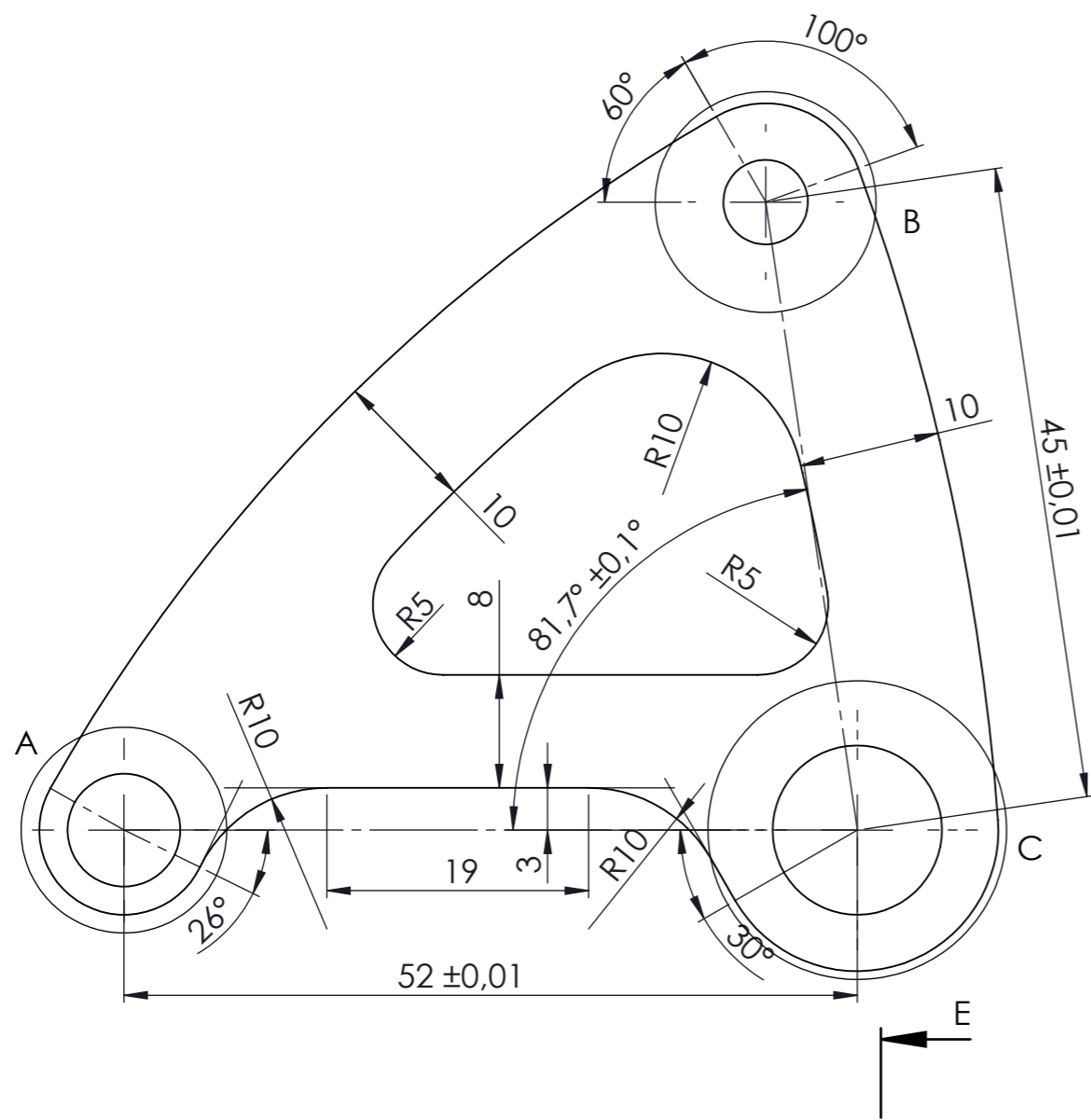
DETALLE B
ESCALA 2 : 1



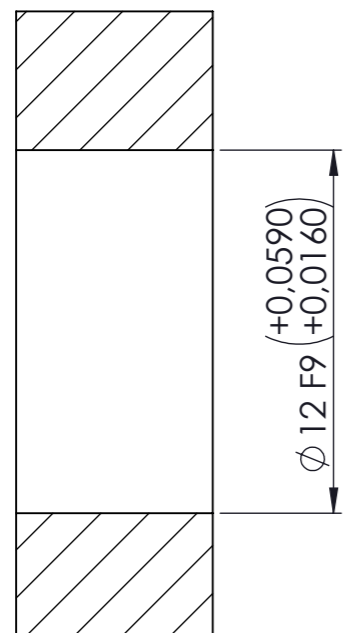
DETALLE C
ESCALA 2 : 1

NOTA: PLANCHA DE 2mm

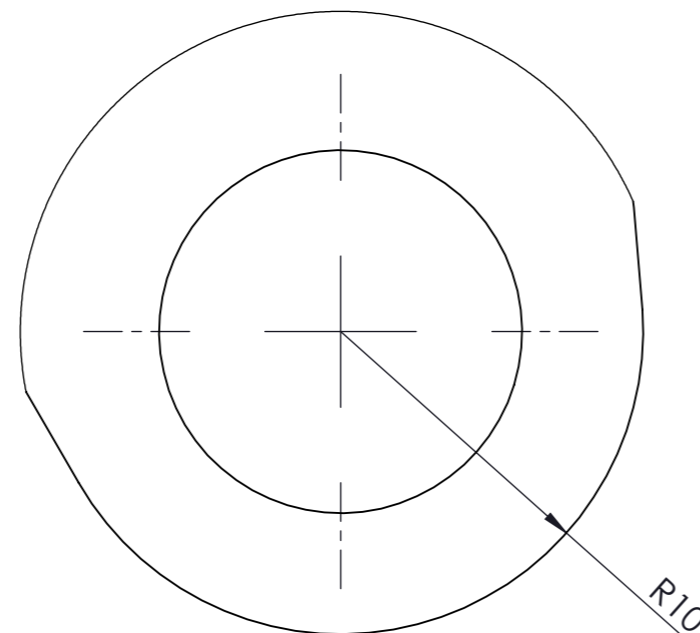
TÍTULO				Plancha lateral. Sistema de tracción.		Nº		10	
		MATERIAL		Al 6061 T6		ESCALA		1:1	
		FORMATO		A3		PÁGINA		3/8	



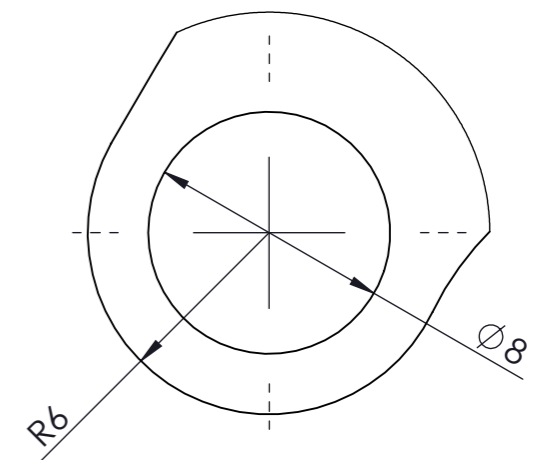
DETALLE B
ESCALA 4 : 1





SECCIÓN E-E
ESCALA 4 : 1

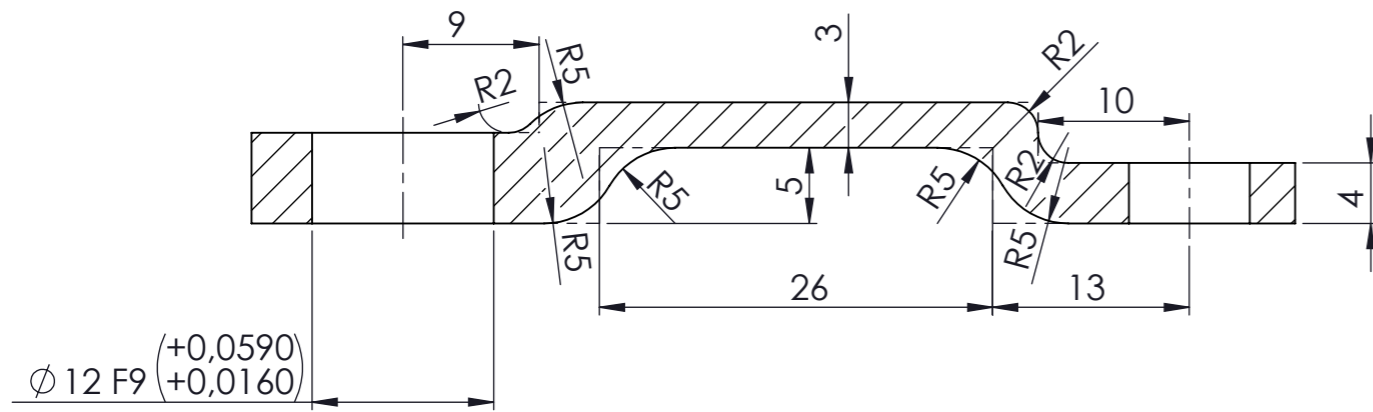


DETALLE C
ESCALA 4 : 1

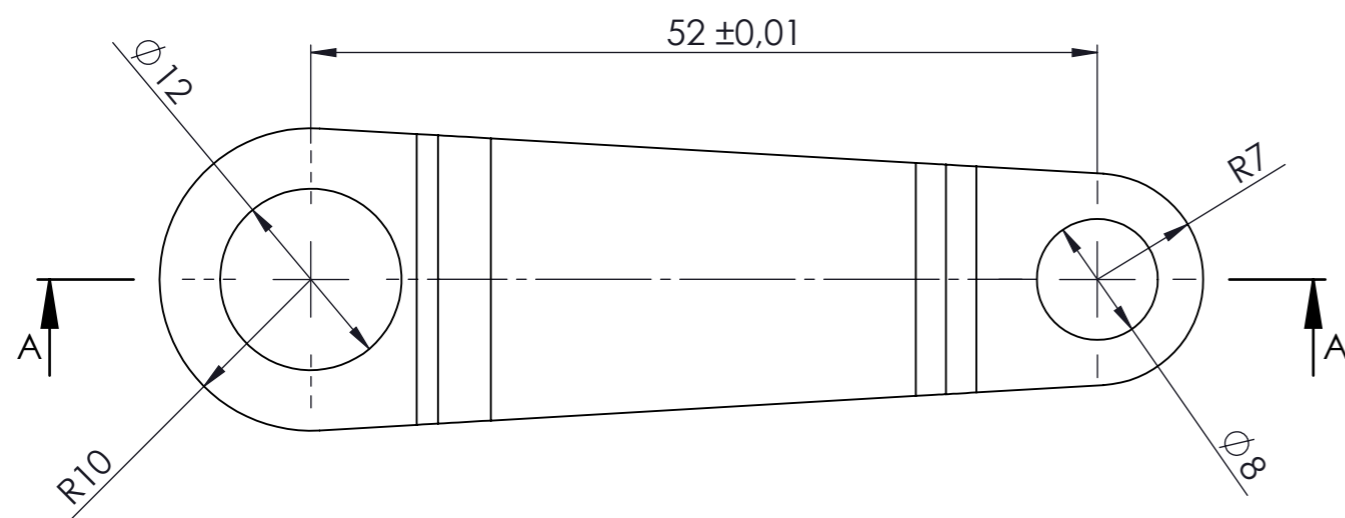




DETALLE A
ESCALA 4 : 1

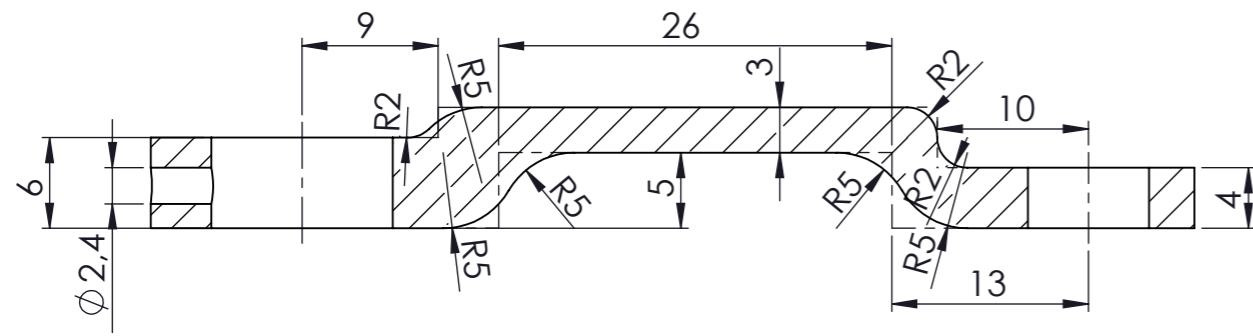
TÍTULO					Sujecion rueda. Sistema de tracción.		Nº		10				
		A. Estarich		15/03/2018		MATERIAL		Al 6061 T6		ESCALA		2:1	
						FORMATO		A3		PÁGINA		5/8	



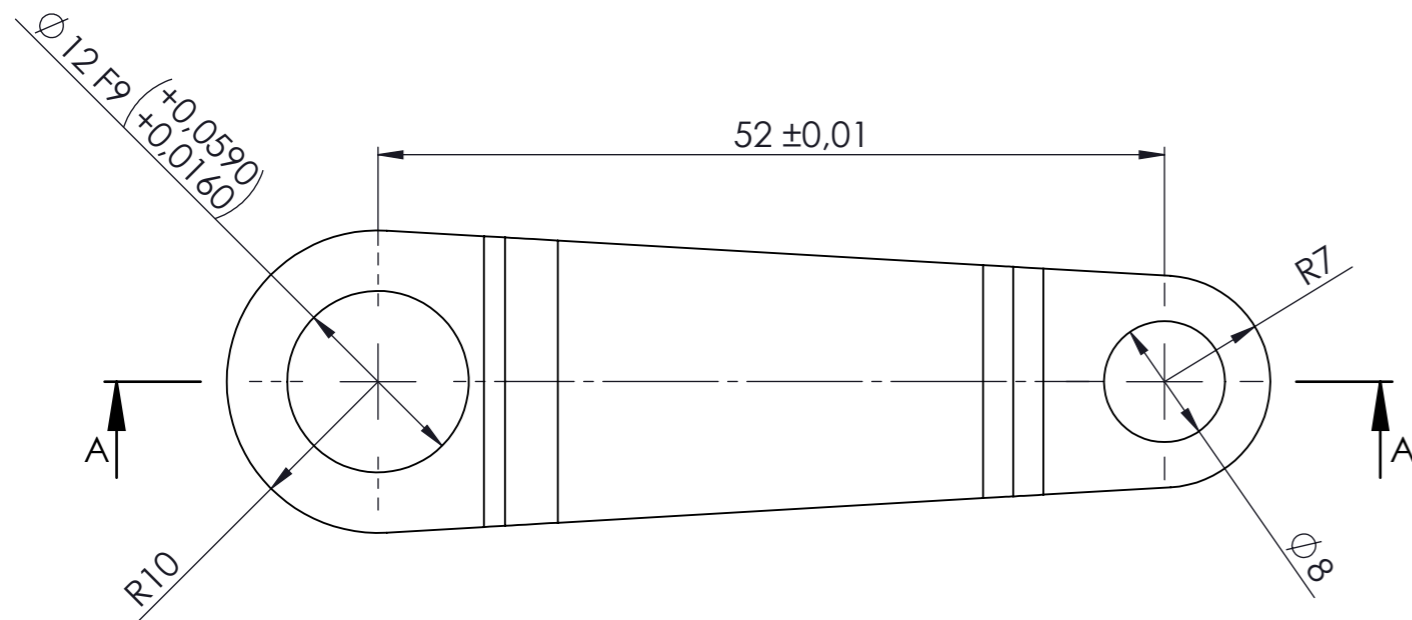
SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1





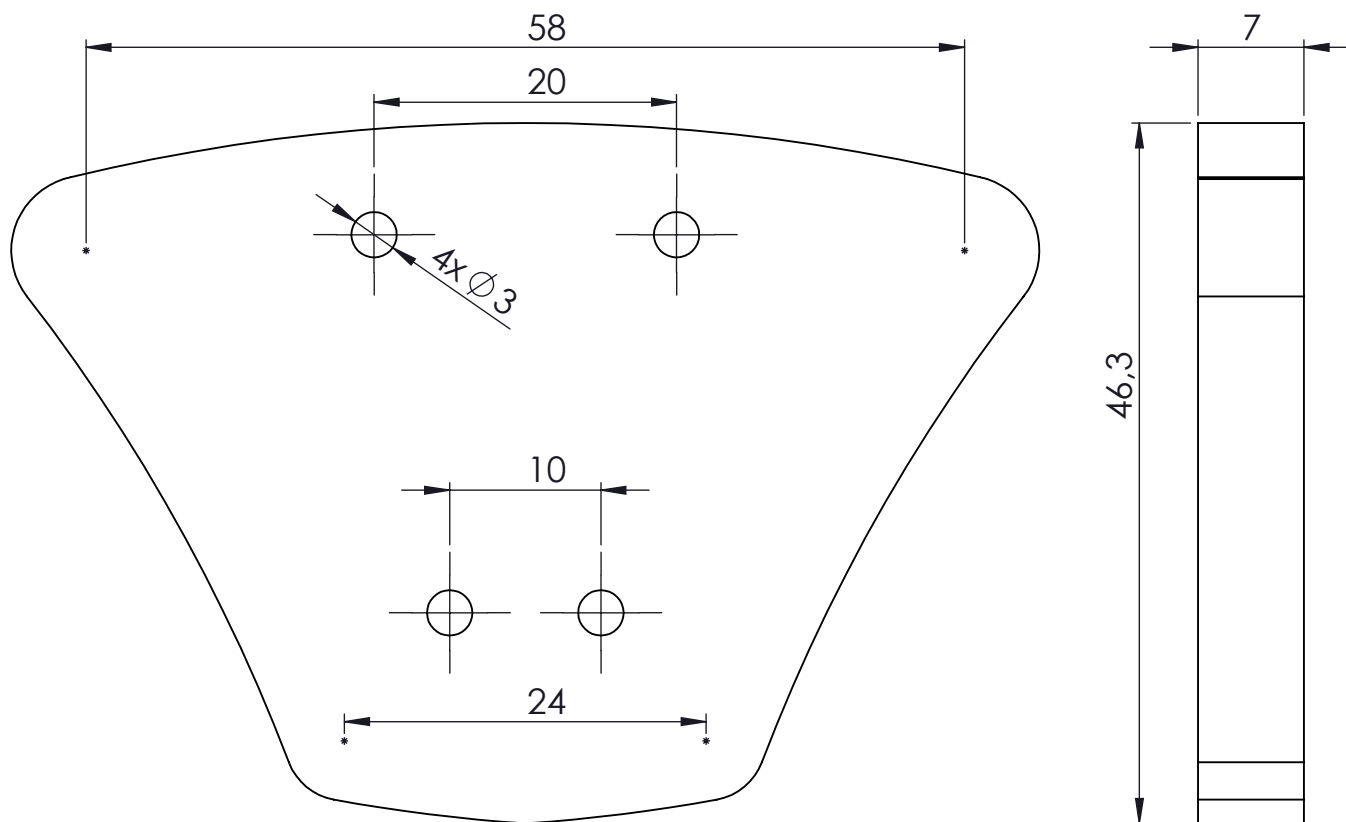
TÍTULO					SUJECION INFERIOR. SISTEMA DE TRACCIÓN		Nº		10	
		A. Estarich	20/03/2018	MATERIAL	Al 6061 T6		ESCALA	2:1		
				FORMATO	A3		PÁGINA	7/8		



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1



TÍTULO					SUJECION INFERIOR. SISTEMA DE TRACCIÓN		Nº		10	
		A. Estarich	20/03/2018	MATERIAL	Al 6061 T6		ESCALA	2:1		
				FORMATO	A3		PÁGINA	8/8		



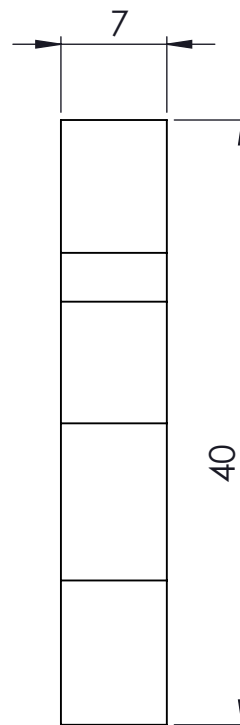
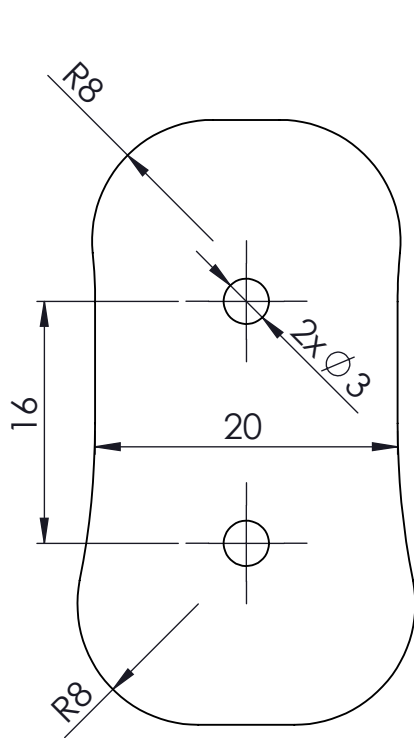
TÍTULO PIEZA TPE CENTRAL

Nº 5



VALENTINA

	NOMBRE	FECHA	MATERIAL	ESCALA
DIBUJADO				2:1
COMPROBADO			FORMATO	PÁGINA



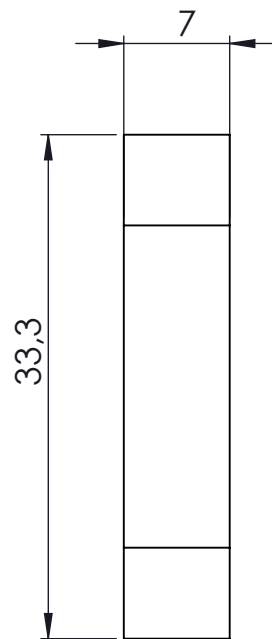
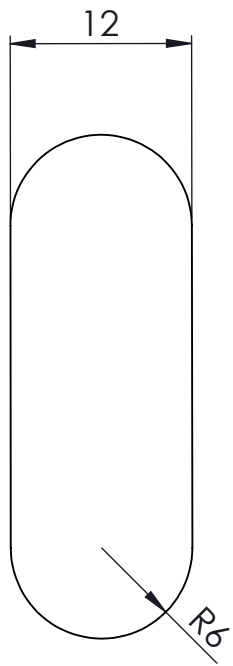
TÍTULO PIEZA TPE SUPERIOR

Nº 5



VALENTINA

	NOMBRE	FECHA	MATERIAL	ESCALA
DIBUJADO				2:1
COMPROBADO			FORMATO	PÁGINA



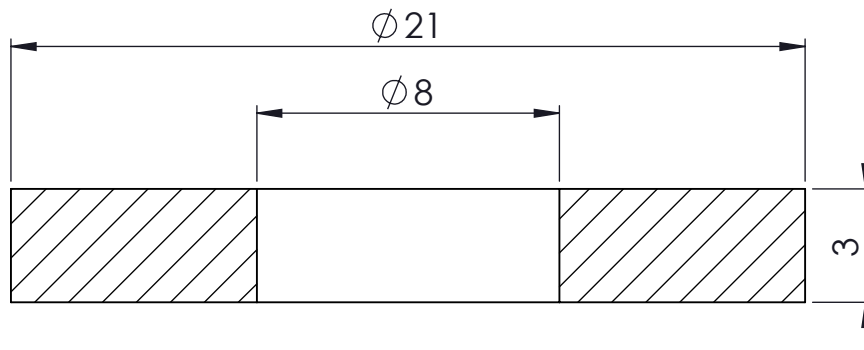
TÍTULO PIEZA TPE CENTRAL

Nº 10





VALENTIN

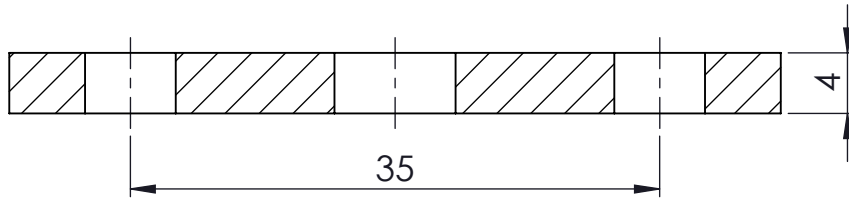
	NOMBRE	FECHA	MATERIAL	ESCALA
DIBUJADO				2:1
COMPROBADO			FORMATO	PÁGINA



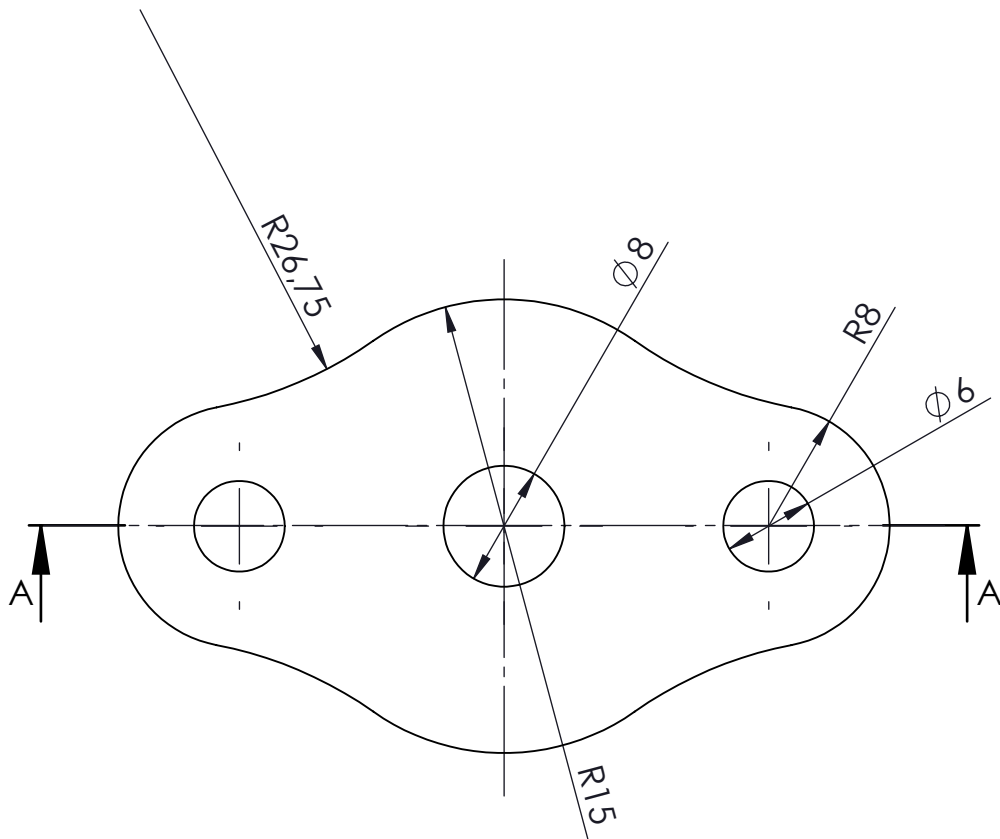
TÍTULO DISCO DE APOYO. TENSOR

Nº 16

			NOMBRE	FECHA	MATERIAL	ESCALA
		DIBUJADO	A. ESTARLICH	08/03/2018	ACERO S275	5:1
		COMPROBADO			FORMATO	A4
						2/4





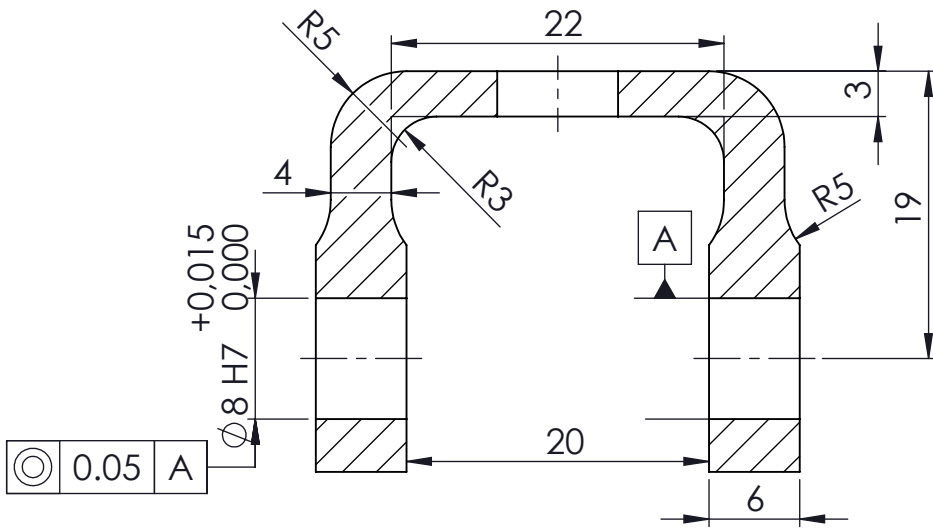
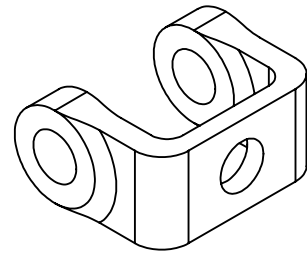
SECCIÓN A-A



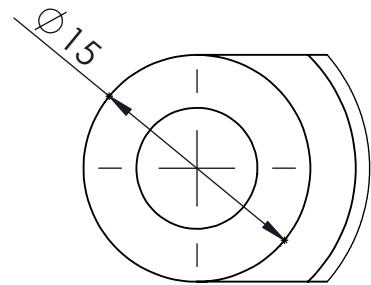
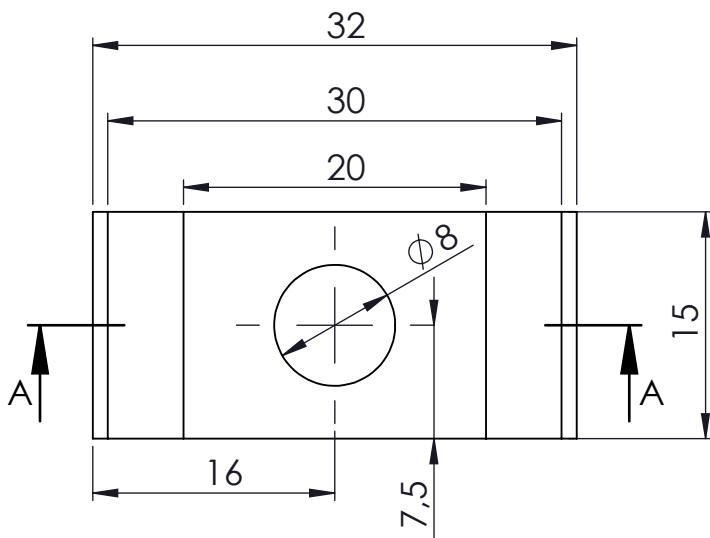
TÍTULO PLATO DE APOYO. TENSOR

Nº 16

		NOMBRE	FECHA	MATERIAL	ESCALA
		DIBUJADO	08/03/2018	ACERO S275	2:1
		COMPROBADO	15/03/2018	FORMATO	PÁGINA
		A. ESTARLICH		A4	3/4
		A. PEÑA			





SECCIÓN A-A



TÍTULO SUJECIÓN INFERIOR. TENSOR

Nº 16

		NOMBRE	FECHA	MATERIAL	ESCALA	
		DIBUJADO	A. ESTARLICH	08/03/2018	ACERO S275	2:1
		COMPROBADO	A. PEÑA	15/03/2018	FORMATO	PÁGINA
				A4	4/4	