

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA ELECTRÓNICA Y
AUTOMÁTICA INDUSTRIAL



Biblioteca

"DISEÑO Y DESARROLLO DEL
BASCULANTE DE UN PROTOTIPO DE
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN"

TRABAJO FIN DE GRADO

Septiembre -2024

AUTOR: Roberto Ferrándiz Torregrosa

DIRECTOR/ES: Miguel Ángel Oliva Meyer

Francisco Javier Amorós Cortés

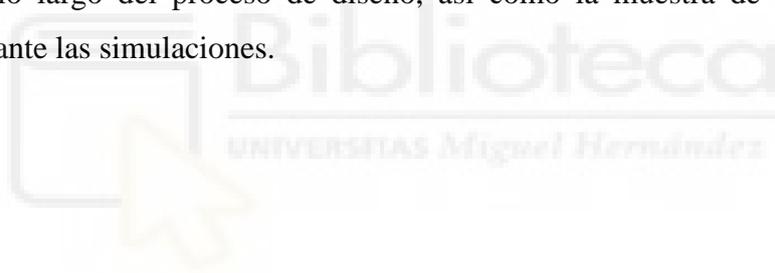
RESUMEN

En este trabajo se muestra todo el proceso de desarrollo llevado a cabo para el diseño del basculante de un prototipo de motocicleta de competición de características Moto3. Desde su planteamiento hasta el paso previo a su fabricación, sin adentrarse en esta última fase.

Partiendo del planteamiento de la estrategia a seguir y de los requisitos de diseño y fabricación que el basculante debe de cumplir.

Continuando con los cálculos necesarios para poder simular más adelante, mediante análisis de elementos finitos, las diferentes situaciones a las que se enfrentará el prototipo durante su uso en pista.

Y finalizando con la muestra, comparación y descripción de las diferentes versiones del basculante a lo largo del proceso de diseño, así como la muestra de los resultados obtenidos durante las simulaciones.



ÍNDICE

RESUMEN.....	3
1. INTRODUCCIÓN.....	6
2. MATERIAL Y MÉTODOS.....	11
2.1. Recursos utilizados.....	12
2.2. Concepto de diseño.....	13
2.3. Esfuerzos a sufrir.....	18
2.3.1. Estáticos.....	18
2.3.1.1. Prensa hidráulica horizontal.....	19
2.3.1.2. Prensa hidráulica vertical.....	21
2.3.2. Dinámicos.....	23
2.3.2.1. Aceleración máxima hasta wheelie.....	25
2.3.2.2. Aceleración máxima hasta la pérdida de agarre.....	26
2.3.2.3. Paso por curva.....	29
2.4. Proceso de fabricación.....	36
3. RESULTADOS.....	39
3.1. Versión preliminar.....	39
3.2. Versión 1.....	46
3.3. Versión 2.....	53
3.4. Versión 3.....	63
3.5. Simulaciones.....	84
3.5.1. Prueba estática de prensa hidráulica horizontal.....	84
3.5.1.1. Tensión de Von Mises.....	86
3.5.1.2. Desplazamiento.....	87
3.5.1.3. Factor de seguridad.....	87

3.5.2. Prueba estática de prensa hidráulica vertical.....	88
3.5.2.1. Tensión de Von Mises.....	89
3.5.2.2. Desplazamiento.....	90
3.5.2.3. Factor de seguridad.....	90
3.5.3. Prueba dinámica de aceleración máxima hasta perdida de contacto de la rueda delantera.....	91
3.5.3.1 Tensión de Von Mises.....	92
3.5.3.2 Desplazamiento.....	93
3.5.3.3 Factor de seguridad.....	93
3.5.4. Prueba dinámica de aceleración máxima hasta perdida agarre.....	94
3.5.4.1. Tensión de Von Mises.....	95
3.5.4.2. Desplazamiento.....	96
3.5.4.3. Factor de seguridad.....	96
3.5.5. Prueba dinámica de paso por curva.....	97
3.5.5.1. Tensión de Von Mises.....	98
3.5.5.2. Desplazamiento.....	99
3.5.5.3. Factor de seguridad.....	99
3.6. Versión final.....	100
4. CONCLUSIONES.....	113
5. ANEXOS.....	115
ANEXO A - Planos.....	115
ANEXO B - Documentación rodamientos.....	132
6. BIBLIOGRAFÍA.....	138

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este trabajo es mostrar todo el proceso llevado a cabo durante el desarrollo de una de las partes estructurales un prototipo de motocicleta de competición de características Moto3. Concretamente, este trabajo se centra en el desarrollo del basculante o *swing arm* en inglés y de todos los subsistemas dependientes de este.

Todo el trabajo se enmarca dentro de los dos años que el equipo UMH Racing Team ha tenido para poder desarrollar la motocicleta con la que ha participado en el VII Campeonato internacional MotoStudent 2022-2023.



Ilustración 1 Equipo edición MotoStudent 2022-2023

MotoStudent es un certamen bianual, en el que equipos formados por estudiantes de universidades de todo el mundo se enfrentan para demostrar qué equipo ha sido capaz de conseguir desarrollar el prototipo de motocicleta más rápido, más innovador y más eficiente técnica y económicamente. Dicha competición culmina en el llamado Evento Final, una semana en la que el trabajo de dos años se pone a prueba mediante pruebas de seguridad, velocidad, maniobrabilidad y ponencias orales.

Es importante mencionar que durante este trabajo se emplean recursos e información obtenidos por otros compañeros del equipo. Dado que este documento no tiene como objetivo justificar la obtención de estos recursos externos, no se profundiza en cómo se han obtenido estos recursos, simplemente son utilizados para el desarrollo del basculante.

El basculante de una motocicleta es el elemento estructural encargado de relacionar la rueda trasera con el sistema de amortiguación y el chasis. Juntos consiguen que la rueda pueda moverse y estar en todo momento en contacto con el suelo a pesar de las irregularidades del terreno y las condiciones de carrera, manteniendo el control y la estabilidad del prototipo. Esto se logra mediante el pivote del basculante sobre un eje en el chasis, llamado eje pívot y la unión entre basculante y amortiguación mediante un sistema de bieletas.

El basculante puede estar fabricado en diferentes materiales como acero, aluminio o fibra de carbono, pudiendo combinarse entre sí. En cuanto a su tipología, existen dos opciones, los basculantes de doble brazo y los monobrazo. Siendo el primero de ellos la opción más extendida en competición.



Ilustración 2 Motocicletas con basculante monobrazo y doble brazo

En cuanto a los métodos de fabricación, si los agrupamos según cómo se producen los componentes que los forman, se pueden fabricar mediante: corte y doblado de tubos, perfiles o chapas; mecanizado o torneado de tochos; y materiales compuestos. Y si los agrupamos según cómo están ensamblados entre sí, las uniones pueden ser: permanentes mecánicas, usando soldadura; permanentes químicas; usando adhesivos; no permanentes mecánicas, uniones roscadas; y permanentes mocasco.

Los basculantes más comunes son los tubulares de acero soldado, de doble viga mecanizados de aluminio soldado, perfiles de aluminio soldado y de fibra de carbono con elementos de aluminio injertados.



Ilustración 3 Diferentes tipologías de basculante

Una vez conocidas todas las opciones disponibles para crear el basculante, la decisión tomada por el equipo fue utilizar el mismo concepto de basculante usado en la anterior edición de MotoStudent, buscando evolucionar el modelo ya creado tratando de solucionar los problemas encontrados y conservando las características que le confieren un buen rendimiento en pista.

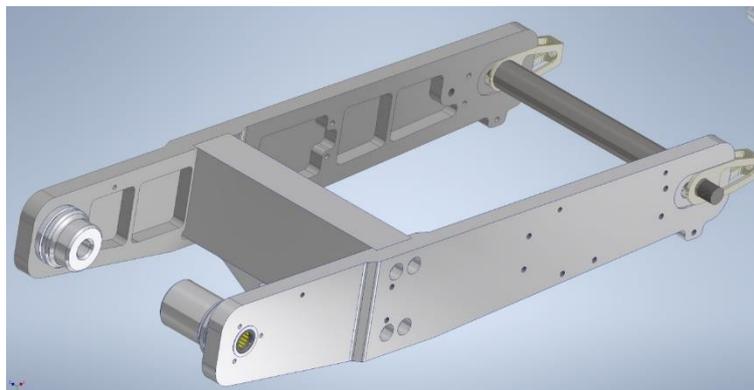


Ilustración 4 Basculante pasada edición (1)

El basculante de la anterior edición trata de un conjunto de piezas de aluminio, mecanizado en CNC de tres ejes, ensambladas mediante pernos roscados y con una morfología de doble brazo con forma triangular.

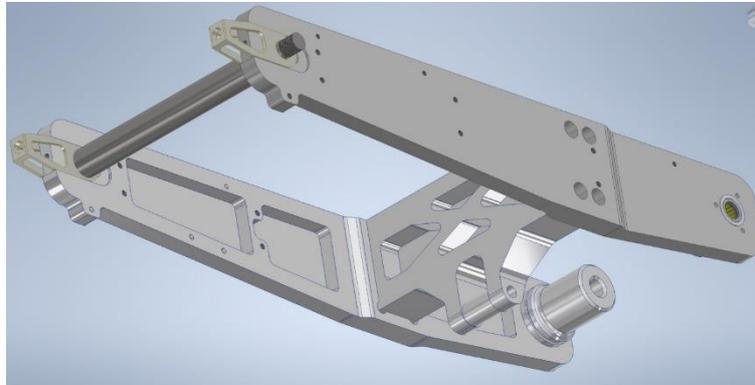


Ilustración 5 Basculante pasada edición (2)

La decisión de evolucionar la versión anterior viene motivada por: aprovechar toda la información adquirida mediante el prototipo previo, continuar contando con el apoyo de una empresa de mecanizado para la fabricación, y para evitar deformaciones y reprocesos debido a las contracciones y deformaciones que pueden sufrir las piezas soldadas de aluminio.

Las mejoras a implementar son: el aumento de la rigidez en los brazos del basculante, para evitar deformaciones plásticas u holguras durante su uso; el redimensionado de los tensores de cadena y sus pernos para prevenir roturas o deformaciones en los mismo y por tanto la inutilización del prototipo; y mejorar el alojamiento de los rodamientos presentes en el basculante para facilitar su montaje y aumentar su resistencia mecánica.

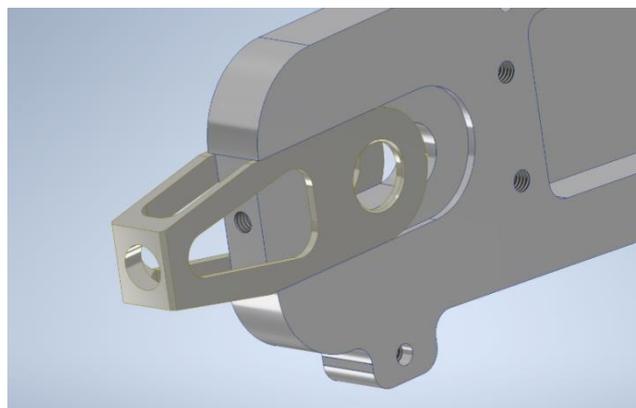


Ilustración 6 Tensor de cadena versión anterior

Por otro lado, se pretende conservar la geometría de la motocicleta, al ser este su mayor punto fuerte. Tras comprobarlo en pista, tanto el prototipo como el basculante demostraron un excelente comportamiento en curva debido a esta geometría.

En resumen, el diseño del basculante tiene tres principios básicos: ser la evolución del diseño anterior, estar fabricado mediante mecanizado de tres ejes y ser ensamblado mediante pernos roscados. Estas premisas son la base del desarrollo del basculante.



2. MATERIAL Y MÉTODOS

Para conseguir que el basculante cumpla con todos los requisitos de diseño y fabricación, impuestos tanto por el reglamento de la competición como por la empresa fabricante y por el diseñador, el método utilizado consiste en la consecución progresiva de los requisitos, partiendo del más restrictivo y terminando por el más laxo. Esto permite estudiar cada solución de manera individual, teniendo en cuenta la solución previamente hallada.

De esta manera, se consigue dar prioridad a las características más restrictivas y relevantes, logrando un resultado final acumulativo y evitando soluciones redundantes, ya que en algunos casos, el cumplimiento del requisito previo resuelve el siguiente de inmediato.

Asimismo, el desarrollo del basculante se ha dividido en tres fases: diseño, simulación y análisis, y por último fabricación. Estas fases, aunque distintas, están fuertemente relacionadas entre sí. Existiendo una dependencia que hace que no se pueda avanzar en el diseño sin tener en cuenta la simulación y el comportamiento de las piezas o la fabricación y viceversa.

La primera fase, la de diseño, se ha abordado partiendo del concepto de basculante establecido por el equipo inicialmente. Comenzando por el diseño de las piezas más relevantes y de mayor volumen y continuando con el resto de piezas de pequeño tamaño y piezas secundarias. Una vez obtenido un producto mínimo viable, se ha pasado a la siguiente fase: análisis y simulación con cada una de las piezas.

Si durante esta nueva etapa de análisis y simulación, el comportamiento del modelo no cumple con el exigido y se debe al diseño del basculante, se ha retrocedido a la primera fase, la de diseño para solucionar el problema. En cambio, si los malos resultados obtenidos en el análisis no provienen del diseño, se ha ahondado en la búsqueda y corrección de los fallos del análisis y simulación.

De esta manera, se ha ido refinando el modelo para obtener un basculante que cumpla con las exigencias de diseño y comportamiento en pista planteadas.

Como se ha comentado anteriormente, las dos primeras fases de desarrollo del basculante se han realizado bajo la influencia de la fase de fabricación. En todo momento se han evitado geometrías conflictivas con el método de fabricación y se han buscado otras que facilitasen el trabajo y la inversión económica necesaria para la manufactura del modelo.

Por último, en base a las recomendaciones y peticiones del fabricante, se ha modificado levemente algunas piezas del basculante para adaptarla a las herramientas o presupuesto disponible por el fabricante en el momento de la fabricación de cada una de las piezas.

2.1. Recursos utilizados

Dado que este proyecto se enmarca dentro de la competición MotoStudent, se han utilizado los recursos humanos, técnicos y económicos del equipo UMH Racing Team.

Empezando por los recursos humanos, para el desarrollo del basculante se ha contado con la colaboración de algunos miembros del equipo encargados del desarrollo de otros elementos principales del prototipo, como el chasis, la geometría o el sistema de amortiguación trasera. Muchos de los elementos principales del prototipo son dependientes entre sí, por lo que se ha trabajado mano a mano con los compañeros del equipo.

A pesar de la relevancia que tienen estas áreas en el basculante: geometría, chasis y sistema de amortiguación trasera, en este trabajo no se profundiza más que lo meramente necesario para la correcta explicación y comprensión del desarrollo y comportamiento del basculante.

Continuando con los recursos técnicos, se han utilizado todos los que el equipo UMH Racing Team ha podido ofrecer. En cuanto a herramientas de diseño y análisis, el equipo ha contado con software como SolidWorks, de Dassault Systèmes e Inventor Profesional, de Autodesk, usando las versiones de 2022 y 2023 en ambos casos. Estos programas de CAD 3D incluyen módulos de análisis de elementos finitos y se han usado tanto para el

diseño como para la simulación y análisis de las piezas del basculante y demás piezas periféricas, así como para la confección de los archivos necesarios para la fabricación de las piezas.

Además, gracias a acuerdos de colaboración entre el equipo y empresas locales dedicadas a la fabricación de maquinaria, se ha contado con los medios técnicos necesarios para la fabricación de casi todas las piezas que se tratan en este trabajo. Siendo la empresa Victoriano Maquinaria S.L. la encargada de las piezas fabricadas mediante centro de mecanizado CNC y la empresa Rectidama Services S.L. la encargada de las piezas de revolución, es decir, fabricadas mediante torno mecánico. No obstante, algunas piezas se han fabricado o modificado a mano por los integrantes del equipo usando los recursos del mismo.

Por último, se ha contado con los recursos económicos del equipo, facilitados por la Universidad. Estos recursos se han destinado a la adquisición de materiales y elementos comerciales necesarios para el ensamblaje y funcionamiento del prototipo, como rodamientos, tornillería o partes de la moto como la cadena de transmisión.

2.2. Concepto de diseño

Antes de comenzar con el diseño del basculante, es necesario nombrar todas las piezas que lo componen y determinar cuales de ellas son necesarias fabricar y cuales comprar.

Según el párrafo “B.3.1” del artículo “B3: Frame” del reglamento de la competición, tanto el chasis, el subchasis como el basculante deben ser un prototipo de diseño propio. Por lo tanto, las principales piezas del basculante deben ser fabricadas, en cambio sí se pueden adquirir comercialmente elementos secundarios como ejes, tornillería o periféricos.

A continuación, se detalla mediante una tabla “*Make or Buy*” las piezas que componen el basculante y cuales de ellas se han fabricado y cuales se han comprado.

Pieza	Make	Buy
Brazo derecho	X	
Brazo izquierdo	X	
Cajera central	X	
Eje pivot	X	
Eje trasero	X	
Tensores de cadena	X	
Pernos de tensor de cadena	X	
Casquillos eje pivot	X	
Casquillos eje trasero	X	
Porta corona	X	
Aleta de tiburón	X	
Soportes de caballete		X
Guardabarros trasero		X
Deslizadera de cadena		X
Tornillería		X
Rodamientos		X

Tabla 1 Make or Buy

Una vez claras las piezas a diseñar, se puede dar paso al proceso de diseño. Para ello, se ha partido de la geometría de la motocicleta, la cual asienta las bases y puntos de partida de todas las piezas del prototipo.

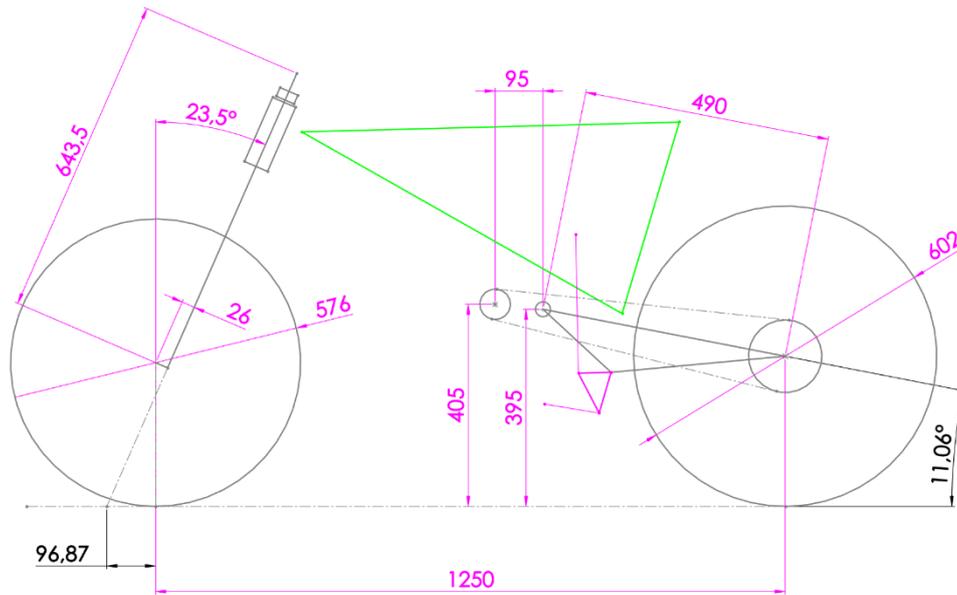


Ilustración 7 Geometría del prototipo

En el caso del basculante, el diseño se desarrolla en base a los tres puntos principales de su geometría: el eje pívot, el eje trasero y el eje de anclaje del sistema de amortiguación trasera.

Cabe mencionar que la geometría de la motocicleta es usada como elemento de entrada en el desarrollo del basculante y que no se ha intervenido en su confección. A pesar de no profundizar en cómo se han obtenido estos valores, es importante señalar que la geometría es fruto del conocimiento y la experiencia adquirida por el equipo durante los campeonatos anteriores.

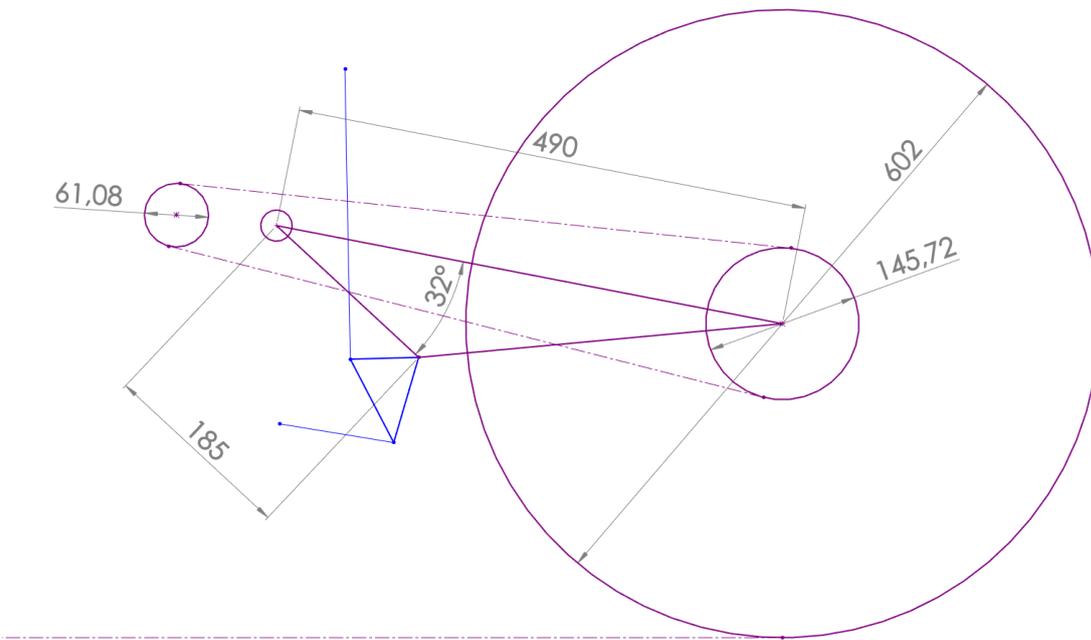


Ilustración 8 Geometría básica del basculante

La geometría básica del basculante tiene una forma triangular hacia abajo con una distancia entre ejes de 490 mm, con el eje trasero en su posición central. Además, el punto de unión del basculante con el sistema de amortiguación trasera se encuentra a una distancia de 185 mm y un ángulo de 32 grados.

También se ha tenido en cuenta el diámetro de la rueda trasera y el de las ruedas dentadas del sistema de transmisión, las cuales determinan la posición de la cadena que puede interferir directamente con el brazo izquierdo del basculante. Sin olvidar el amortiguador trasero y su oscilación que hace que se acerque a la cajera del basculante cuando desempeña su función.

Una vez establecidas las cotas básicas en el plano longitudinal se han detallado las principales condiciones de diseño que el basculante debe cumplir.

En cuanto a su morfología general, se han planteado dos tipos: de brazos rectos, geometría usada en el prototipo anterior, o de brazos con caras no coplanares o en forma de Z, geometría que permite un menor tamaño de cajera central y por tanto un conjunto más compacto. Por contra, este último precisa de mayor volumen de material inicial, y como

consecuencia un mayor número de horas de mecanizado, lo que se traduce en un basculante mucho más caro.

A pesar de las ventajas en la fabricación ofrecidas por la morfología de brazos rectos, la que va a ser usada es la de brazos no coplanares. Esta decisión se ha tomado casi de forma obligatoria, ya que, debido a la elevada separación del piñón del motor con respecto al plano central de la motocicleta, es imposible usar un basculante de brazos rectos sin tener que diseñar un chasis disparatadamente ancho para evitar la colisión entre chasis y basculante. Una alternativa sería que el basculante se anclase al chasis por fuera, pero por motivos de seguridad esta opción ha sido descartada de inmediato.

Como consecuencia de la morfología escogida, es necesario disponer en el brazo izquierdo un hueco que la cadena atravesase el basculante y funcione correctamente. Por lo tanto, es necesario reforzar la zona afectada para evitar descompensaciones.

Otro de los aspectos clave del diseño es el relacionado con el alojamiento de los rodamientos. En base a la experiencia del equipo, la mejor solución es que los rodamientos estén alojados en el propio basculante y evitar soluciones que impliquen el uso de piezas adicionales que se unan a este por pernos roscados. Esta solución facilita las labores de ensamblado del basculante con el resto del prototipo evitando dañar los rodamientos con el eje pívot durante su instalación.

El último aspecto considerado antes de comenzar el diseño del basculante ha sido la tipología de los tensores de la cadena. En la pasada edición del campeonato, este elemento junto con su correspondiente perno, fueron los responsables de provocar la inutilización de la motocicleta por un fallo en sus tolerancias geométricas, por tanto se ha de buscar una solución que limite la aparición de deformaciones o roturas. Partiendo del modelo anterior, se ha sobredimensionado y cambiado el material de estos elementos, conservando su morfología en forma de U. Este tipo de tensor es comúnmente utilizado tanto en motocicletas de competición como en modelos de calle.

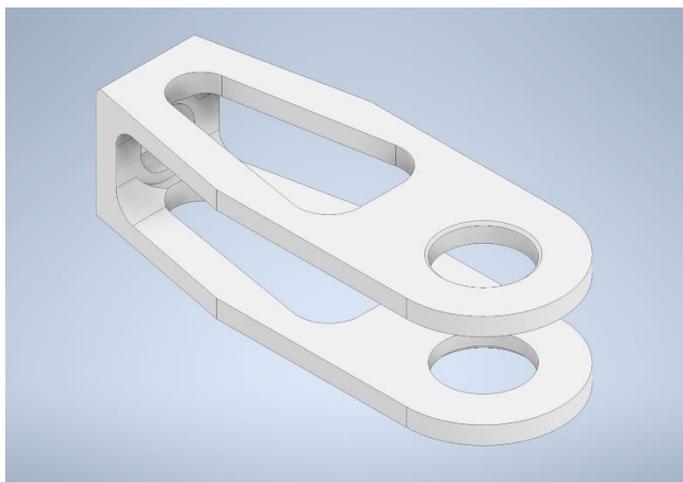


Ilustración 9 Tensor de edición anterior, en forma de U

Una vez establecidos los puntos clave que debe satisfacer la fase de diseño, se ha pasado al planteamiento de los esfuerzos que recibe el basculante. Estos valores se utilizarán en la fase siguiente: simulación y análisis del comportamiento durante la competición.

2.3. Esfuerzos a sufrir

Antes de poner en marcha el diseño del basculante se han estudiado las situaciones y los esfuerzos que el prototipo va a sufrir cuando esté en funcionamiento tanto dentro como fuera de pista durante el evento final del campeonato.

El prototipo, antes de poder participar en las pruebas finales, debe ser comprobado y verificado como apto para el evento. Para ello, la organización somete a todas las motocicletas participantes a una serie de exámenes y mediciones con tal de garantizar su seguridad para las personas.

2.3.1. Estáticos

Para garantizar la integridad estructural del prototipo, se le somete a dos ensayos consecutivos. En el primero, se le aplica mediante una prensa hidráulica una fuerza de 3000 N de manera progresiva en la rueda delantera, estando la trasera sujeta. En cuanto a la segunda prueba, esta consiste en aplicar también de manera progresiva y con una prensa hidráulica, una fuerza de 2500 N sobre el asiento de la motocicleta.

Para el estudio de los esfuerzos que soporta la motocicleta durante estas pruebas, se han considerado los siguientes valores y condiciones como datos de partida del estudio de las cargas estáticas.

- Motocicleta en reposo y sin el piloto.
- Peso estimado de la motocicleta en orden de marcha: $m_S = 110$ kg.
- Distribución de la masa de la motocicleta: 50% - 50% (rueda trasera - rueda delantera).
- Distancia entre ejes: $p = 1250$ mm.
- Distancia estimada entre el eje de la rueda trasera y el centro de gravedad:
 $b = 625$ mm.
- Altura estimada del centro de gravedad: $h = 550$ mm.
- Radio de la rueda trasera y delantera: $r_R = 602$ mm y $r_F = 576$ mm.
- Coeficiente de seguridad de 1,5 aplicado a la masa y a las reacciones resultantes del estudio.

2.3.1.1. Prensa hidráulica horizontal

A continuación, se muestran los cálculos utilizados para obtener las reacciones de la motocicleta debido a la fuerza horizontal $F_H = 3000$ N aplicada en la rueda delantera del prototipo.

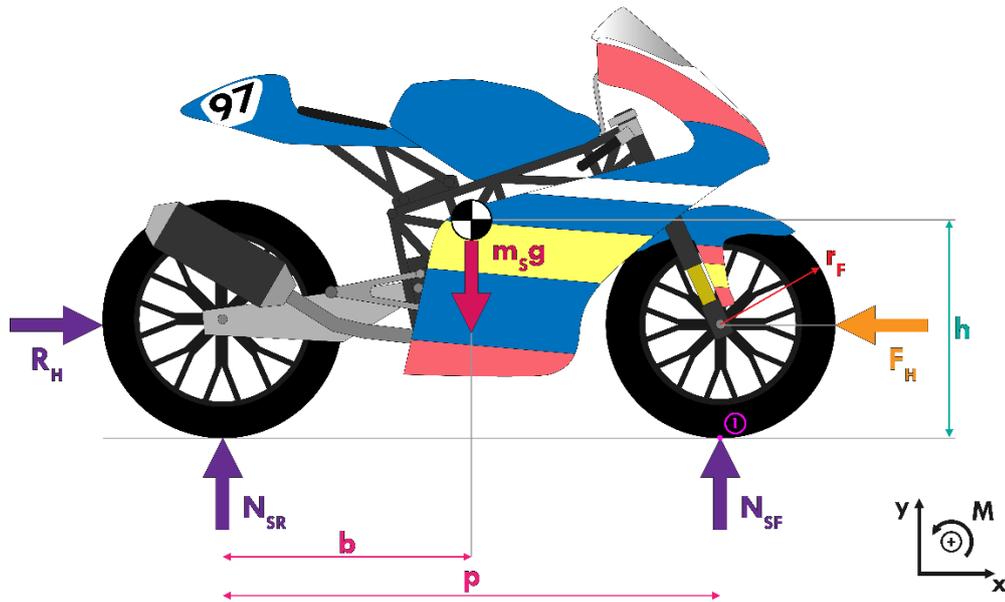


Ilustración 10 Prueba estática: prensa hidráulica horizontal

Se parte de igualar a cero los sumatorios de fuerzas verticales y horizontales y el sumatorio de momentos, situando el punto de referencia en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo (1).

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum M_1 &= 0\end{aligned}$$

Siendo F_H la fuerza de 3000 N aplicada al prototipo, se obtiene como reacción en la rueda trasera R_H :

$$\begin{aligned}\sum F_x &= R_H - F_H = 0 \\ R_H &= 3000 \text{ N}\end{aligned}$$

Siendo N_{SR} y N_{SF} las reacciones verticales en las ruedas trasera y delantera y $m_s \cdot g$ el peso del prototipo, se obtiene de los cálculos el resultado de N_{SR} :

$$\sum F_y = N_{SR} + N_{SF} - m_s \cdot g = 0$$

$$N_{SR} = m_S \cdot g - \frac{m_S \cdot g \cdot b}{p}$$

$$N_{SR} = 825 \text{ N}$$

Por último, para el cálculo de N_{SF} , utilizando la ecuación de equilibrio de momentos desde el punto de referencia 1, se obtiene N_{SF} :

$$\sum M_1 = N_{SF} \cdot p - m_S \cdot g \cdot b = 0$$

$$N_{SF} = \frac{m_S \cdot g \cdot b}{p}$$

$$N_{SF} = 825 \text{ N}$$

Para mayor seguridad, se aplica un coeficiente de 1,5 a los resultados. Siendo estos los que se utilizarán más adelante en la simulación por elementos finitos.

$$R'_H = R_H \cdot 1,5 = 4500 \text{ N}$$

$$N'_{SR} = N_{SR} \cdot 1,5 = 1237,5 \text{ N}$$

$$N'_{SF} = N_{SF} \cdot 1,5 = 1237,5 \text{ N}$$

2.3.1.2. Prensa hidráulica vertical

Siguiendo con los cálculos de las cargas estáticas aplicadas al prototipo y bajo las mismas condiciones iniciales que en el caso anterior, a continuación se muestran los cálculos obtenidos para el caso en el que se aplica al colín del prototipo una fuerza $F_v = 2500 \text{ N}$, ubicada a una distancia del eje de la rueda delantera de $c = 1045 \text{ mm}$.

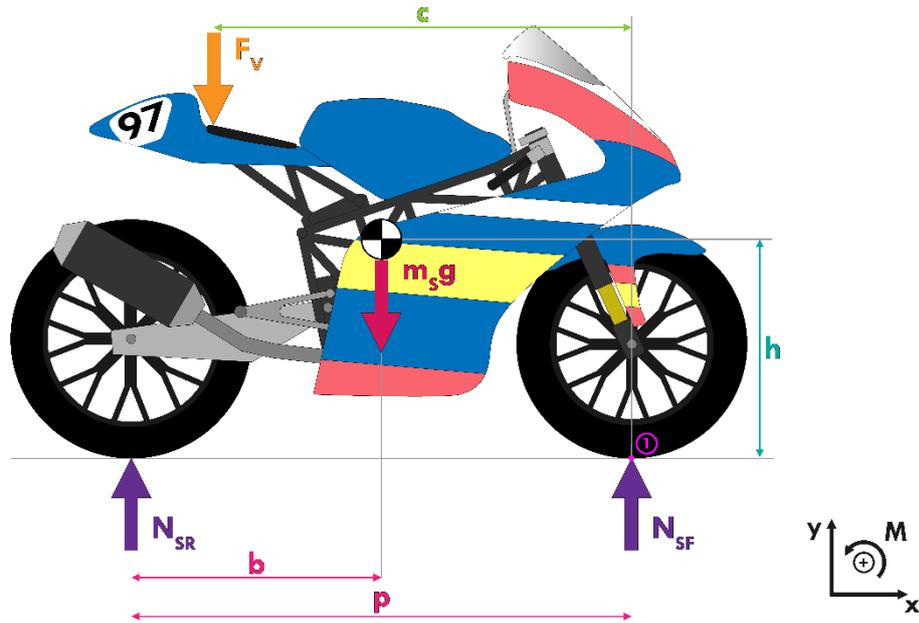


Ilustración 11 Prueba estática: prensa hidráulica vertical

Se parte de igualar a cero los sumatorios de fuerzas verticales, horizontales y el sumatorio de momentos, situando el punto de referencia en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo (punto 1).

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum M_1 &= 0\end{aligned}$$

Al no existir ninguna fuerza horizontal aplicada al prototipo, tampoco existen reacciones en este eje.

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= N_{SR} + N_{SF} - m_s \cdot g - F_v = 0 \\ \sum M_1 &= N_{SR} \cdot p - m_s \cdot g \cdot b - F_v \cdot c = 0\end{aligned}$$

Como resultado de las ecuaciones anteriores, se obtienen los valores de las reacciones verticales en las ruedas delantera y trasera, respectivamente.

$$N_{S_R} = \frac{m_S \cdot g \cdot (p - b) + F_v \cdot c}{p}$$

$$N_{S_R} = 2915 \text{ N}$$

$$N_{S_F} = m_S \cdot g + F_v - \frac{m_S \cdot g \cdot (p - b) + F_v \cdot c}{p}$$

$$N_{S_F} = 1235 \text{ N}$$

Por último, y como en el caso anterior, se ha aplicado un coeficiente de seguridad de 1,5 a los resultados para una mayor seguridad, siendo estos valores los que se usarán en las simulaciones posteriores.

$$N'_{S_R} = N_{S_R} \cdot 1,5 = 4372,5 \text{ N}$$

$$N'_{S_F} = N_{S_F} \cdot 1,5 = 1852,5 \text{ N}$$

2.3.2. Dinámicos

Para continuar con el estudio del comportamiento de la motocicleta en el evento final, además de los esfuerzos estáticos, se han estudiado los esfuerzos dinámicos que el prototipo experimentará durante su uso en pista. Como son muchas las situaciones que se dan en un circuito de carreras y para no estudiarlas todas, se ha enfocado el estudio en las más exigentes para el prototipo, como son la aceleración máxima hasta la pérdida de contacto entre la rueda delantera y el suelo (*wheelie*), la aceleración máxima hasta dejar de tener agarre en la rueda trasera (derrape) y el paso por curva en la curva de menor radio del circuito de Motorland Aragón.

Para el estudio de los esfuerzos que soporta la motocicleta durante estas pruebas, se han considerado los siguientes valores e hipótesis como datos de partida del estudio de las cargas dinámicas.

- Motocicleta en movimiento con el piloto subido.
- Peso estimado de la motocicleta con el piloto en orden de marcha: $m_S = 110 \text{ kg}$.
- Distribución de la masa de la motocicleta: 52% - 48% (rueda trasera - rueda delantera).
- Distancia entre ejes: $p = 1250 \text{ mm}$.

- Distancia estimada entre el eje de la rueda trasera y el centro de gravedad:
 $b = 625$ mm.
- Altura estimada del centro de gravedad: $h = 550$ mm.
- Radio de la rueda trasera y delantera: $r_R = 602$ mm y $r_F = 576$ mm.
- Coeficiente de seguridad de 1,5 aplicado a la masa y a las reacciones resultantes del estudio.
- Fuerza de resistencia a la rodadura o *rolling resistance force* (F_W) y fuerza de sustentación aerodinámica o *aerodynamic lift force* (F_L) consideradas cero.
- Dado que la superficie de la carretera es plana, la fuerza que resiste el movimiento hacia adelante de la motocicleta se reduce solo a la fuerza de arrastre aerodinámico o *drag force* (F_D).

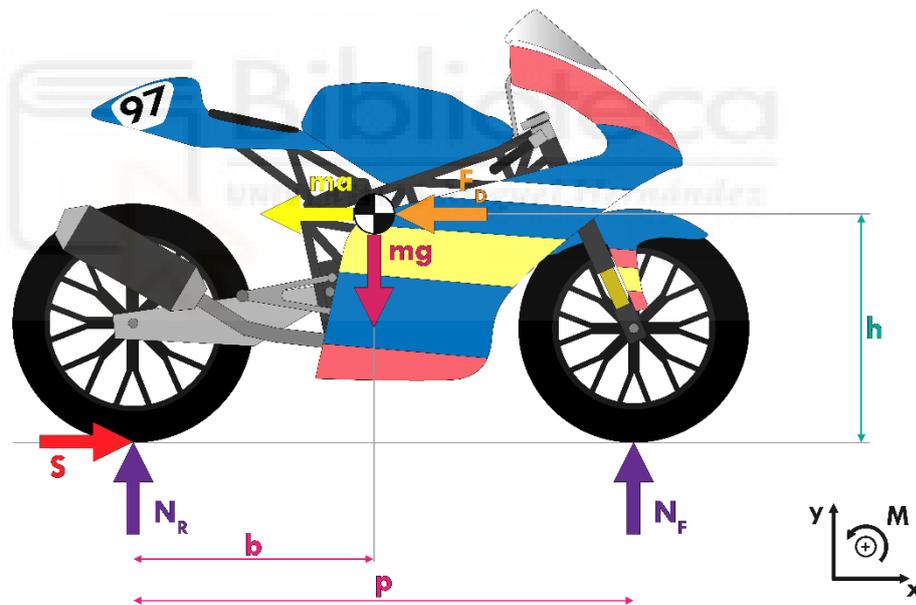


Ilustración 12 Prueba dinámica (1)

Al estar la motocicleta en movimiento, a las fórmulas de las reacciones en las ruedas se les añade un nuevo término: la transferencia de carga. Este término es directamente proporcional a la fuerza de empuje S y la altura del centro de gravedad h , e inversamente proporcional a la distancia entre ejes p .

$$N_R = m \cdot g \frac{(p - b)}{p} + S \cdot \frac{h}{p}$$

$$N_F = my \frac{b}{p} - S \cdot \frac{h}{p}$$

La fuerza de empuje o *Driving Force* (S) es la fuerza que aplica el suelo a la motocicleta a través del punto de contacto de la rueda trasera con el suelo.

Para todas las situaciones, se parte de las siguientes fórmulas, halladas al igualar a cero el sumatorio de las fuerzas verticales y horizontales, y de igualar a cero el sumatorio de momentos usando como punto de referencia el centro de gravedad del conjunto de motocicleta más piloto.

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum M_{cdg} &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= S - F_D = 0 \\ \sum F_y &= m \cdot g - N_R - N_F = 0 \\ \sum M_{cdg} &= S \cdot h - N_R \cdot b + N_F \cdot (p - b) = 0\end{aligned}$$

Aparecen ahora los términos S y F_D , siendo estos la fuerza de empuje y la fuerza de arrastre aerodinámico, respectivamente. La fuerza de arrastre o *drag force*, es provocada por el aire en oposición al movimiento de avance y se aplica en el centro de gravedad del conjunto.

Una vez establecidas las condiciones iniciales y las ecuaciones de partida, se puede comenzar con el estudio dinámico de la motocicleta.

2.3.2.1. Aceleración máxima hasta wheelie

Se ha comenzado con la prueba de aceleración máxima hasta el caballito o *wheelie* de la motocicleta. En esta prueba se busca determinar cuál es la aceleración máxima que puede alcanzar el prototipo sin que la rueda delantera pierda el contacto con el suelo. A partir de este momento, el piloto deja de tener el control sobre la dirección de la moto y puede

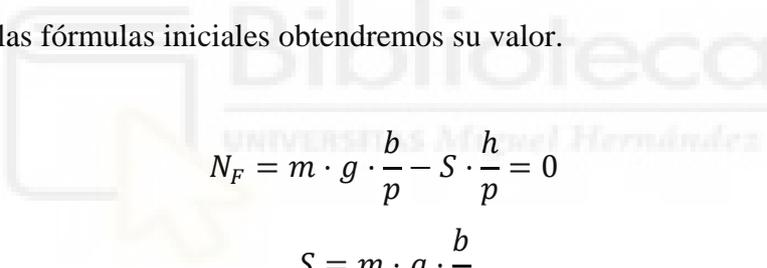
ser peligroso. Además, una vez perdido el contacto, aerodinámicamente la motocicleta empeora provocando que no se pueda aumentar la aceleración del prototipo.

Para realizar los cálculos, se ha considerado el momento en el que la motocicleta pierde el contacto con el suelo, es decir, que la reacción de la rueda delantera es $N_F = 0$ N, obteniendo como resultado la reacción en la rueda delantera N_R .

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ m \cdot g - N_R - N_F &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}N_F &= 0 \\ N_R &= m \cdot g \\ N_R &= 2700 \text{ N}\end{aligned}$$

El siguiente paso es hallar el valor de la fuerza de empuje de la motocicleta S , que desarrollando las fórmulas iniciales obtendremos su valor.


$$\begin{aligned}N_F &= m \cdot g \cdot \frac{b}{p} - S \cdot \frac{h}{p} = 0 \\ S &= m \cdot g \cdot \frac{b}{h} \\ S &= 2817,4 \text{ N}\end{aligned}$$

Por último, y como en todos los casos, se le ha aplicado un coeficiente de 1,5 a los resultados para mayor seguridad.

$$\begin{aligned}N'_R &= N_R \cdot 1,5 = 4050 \text{ N} \\ S' &= S \cdot 1,5 = 4226,1 \text{ N}\end{aligned}$$

2.3.2.2. Aceleración máxima hasta la pérdida de agarre

Siguiendo con el análisis de situaciones, a continuación se estudia el caso en el que la motocicleta acelera al máximo sin que la rueda trasera pierda agarre, es decir, sin llegar a derrapar. A partir de este momento, se pierde parte de la potencia generada por el motor

y el prototipo pierde la capacidad de incrementar su aceleración. Además, esto supone una pérdida de control y provoca un desgaste prematuro del neumático trasero.

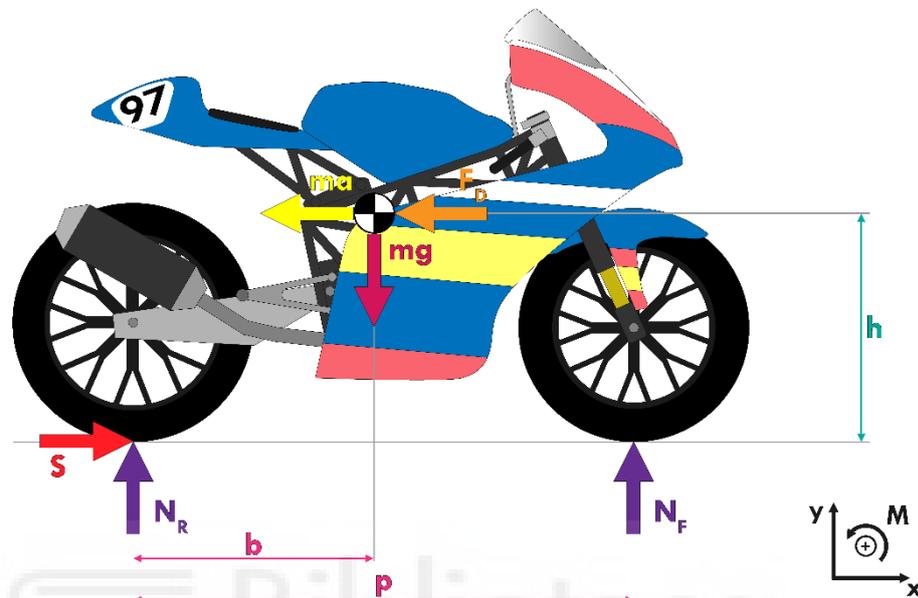


Ilustración 13 Prueba dinámica (2)

Se ha comenzado considerando la fuerza de resistencia a la rodadura F_W de valor cero, siendo la ecuación del movimiento de la motocicleta la siguiente:

$$S = m \cdot a + F_D$$

Siendo S la fuerza de empuje de la rueda trasera y F_D la fuerza de arrastre o *drag force*. Considerando que el motor tiene una potencia adecuada, la fuerza de empuje S debe ser inferior o igual a la máxima fuerza producida por el producto del coeficiente de tracción de empuje μ_P y la reacción vertical N_R . Considerando un $\mu_P = 1,2$, valor excesivamente alto, pero que nos garantiza mayor seguridad.

$$S \leq \mu_P \cdot N_R$$

Teniendo la reacción vertical de la rueda trasera la siguiente formula:

$$N_R = m \cdot g \frac{(p - b)}{p} + S \cdot \frac{h}{p}$$

Que tras operar las fórmulas anteriores se obtiene la fórmula que define la aceleración de la motocicleta.

$$a \leq \frac{\mu_P \cdot g \cdot \frac{p \cdot b}{p}}{1 - \mu_P \cdot \frac{h}{p}} - \frac{F_D}{m}$$

La aceleración máxima se alcanza cuando la fuerza de resistencia F_D es cero, es decir, cuando la aceleración ocurre a una velocidad baja. Conforme aumenta la velocidad, la aceleración, bajo estas condiciones de no perder tracción, disminuye. Esto es así porque parte de la fuerza de empuje se utiliza para igualar la fuerza de resistencia F_D , y es por esto, que no se puede usar para acelerar. Cuanta más velocidad se alcanza, mayor es la fuerza de resistencia, y por eso la aceleración es finita.

Por tanto, para poder hallar la aceleración máxima la fuerza de resistencia F_D se ha igualado a cero dando como resultado:

$$F_D = 0 \text{ N}$$

$$a \leq \frac{\mu_P \cdot g \cdot \frac{p \cdot b}{p}}{1 - \mu_P \cdot \frac{h}{p}} - \frac{F_D}{m}$$

$$a_{max} = 13,92 \text{ m/s}^2$$

Lo que permite calcular el valor de la reacción vertical en la rueda trasera N_R , resultado al que se le aplica un factor de 1,5 para mayor seguridad.

$$N_R = 3132 \text{ N}$$

$$N'_R = N_R \cdot 1,5 = 4698 \text{ N}$$

2.3.2.3. Paso por curva

Para finalizar el análisis del comportamiento dinámico de la motocicleta, se ha planteado el escenario de paso por curva. En concreto, se ha analizado el paso por la curva de menor radio del circuito donde correrá la motocicleta durante el evento final.

En el análisis, se ha simplificado el modelo matemático de la motocicleta durante el paso por curva. De hecho, se ha centrado únicamente en lo que ocurre en la rueda trasera de la motocicleta, debió a su relación directa con el basculante.

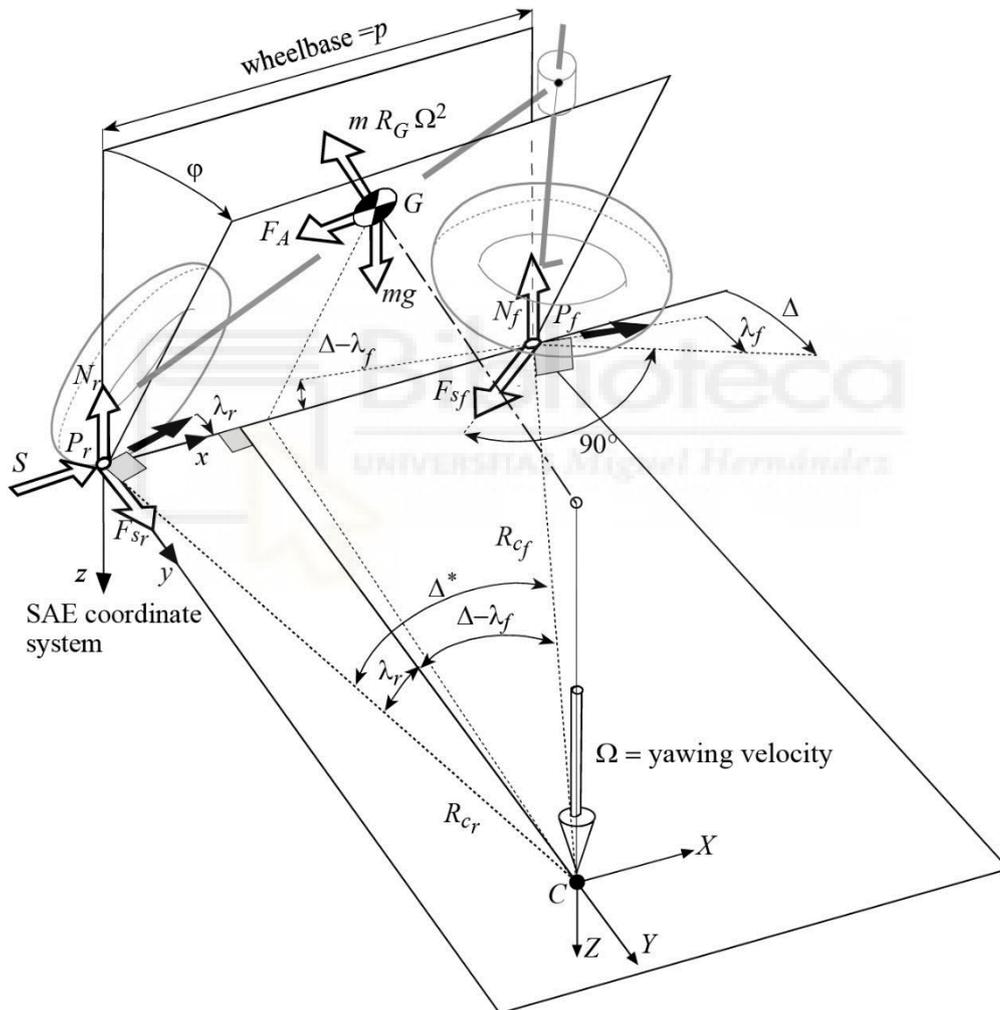


Ilustración 14 Representación modelo matemático de motocicleta en curva

Para simplificar el modelo, se han establecido las siguientes hipótesis: la motocicleta recorre una curva de radio constante a velocidad constante y se considera que el efecto giroscópico es despreciable.

Además, si se considera que el espesor de los neumáticos es cero, el equilibrio de momentos permite obtener el ángulo de inclinación del prototipo φ en función de la velocidad de avance V y del radio de giro R_C , midiéndose en este caso desde el centro de gravedad respecto al eje de giro.

$$\varphi_i = \arctan \frac{R_C \cdot \Omega^2}{g} = \arctan \frac{V^2}{g \cdot R_C}$$

Siendo el ángulo de inclinación ideal φ_i , en donde Ω indica la velocidad de guiñada angular y $V = R_C \cdot \Omega$ indica la velocidad hacia delante del prototipo.

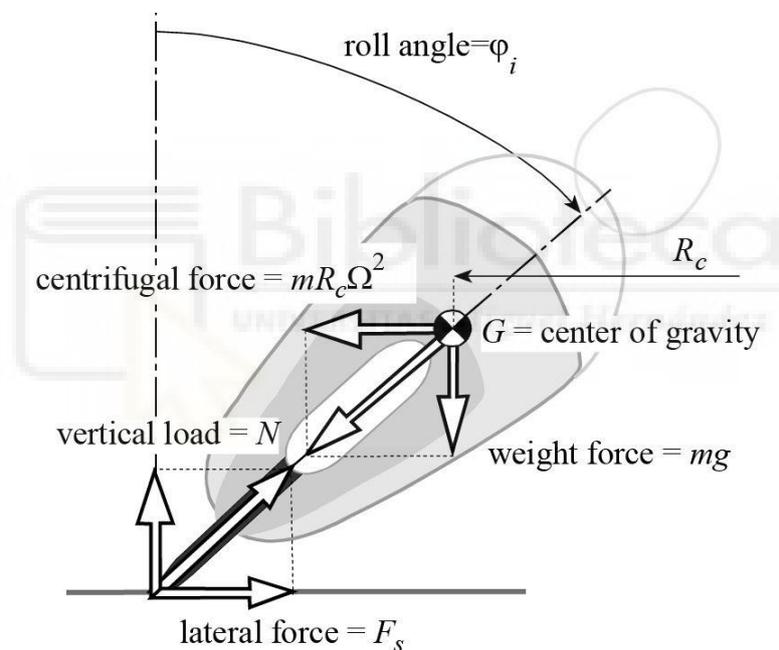


Ilustración 15 Paso por curva: ángulo de giro con neumáticos de espesor cero

La curva seleccionada para el análisis es la número 15 del trazado de Motorland Aragón, Es la curva previa a la contrarrecta, con un radio de giro de 18 m.

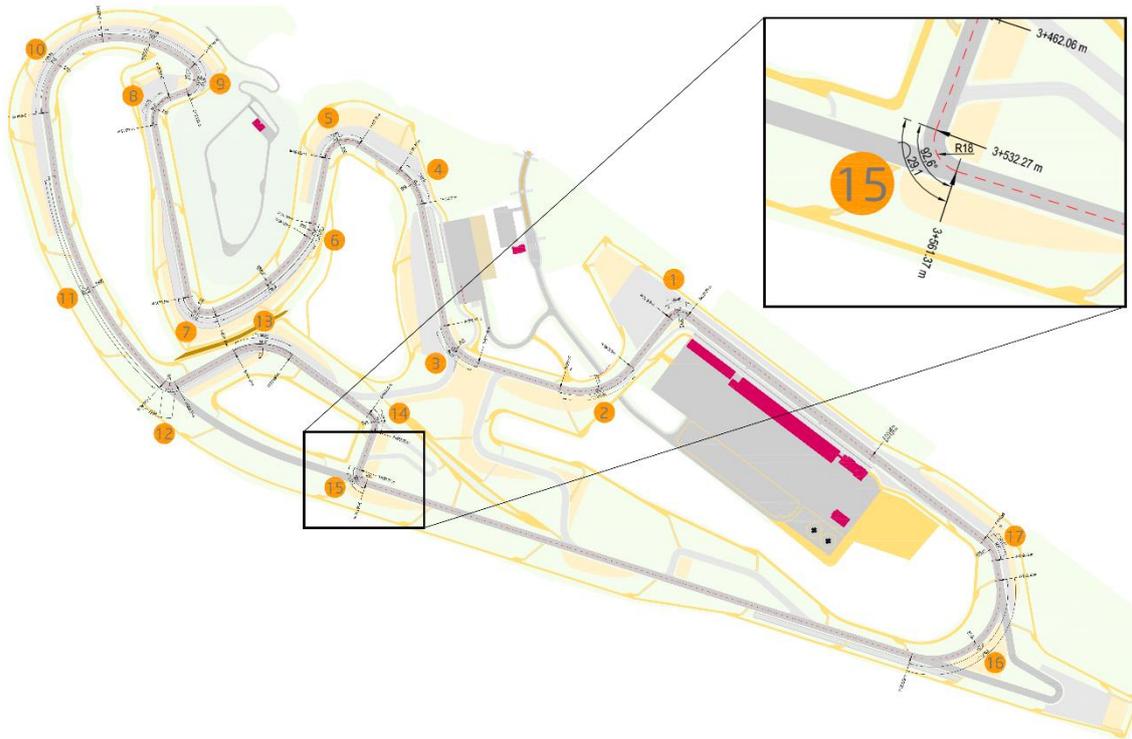


Ilustración 16 Circuito de Motorland Aragón y detalle curva 15

Por lo tanto, si se considera que el ángulo de inclinación máximo de la motocicleta es $\varphi_{max} = 50^\circ$, se puede calcular el valor de la velocidad durante el paso por curva.

$$\varphi = \tan\left(\frac{V^2}{g} \cdot R_C\right)$$

$$V = \sqrt{tg(\varphi) \cdot g \cdot R_C}$$

$$R_C = 18 \text{ m}$$

$$\varphi = 50^\circ$$

$$V = 14,65 \text{ m/s}$$

Antes de poder calcular las fuerzas que actúan sobre la rueda trasera, es necesario calcular la fuerza de arrastre aerodinámico o drag force (F_D), que se utilizará más adelante.

Esta fuerza depende de:

- Densidad del aire: ρ
- Coeficiente de resistencia aerodinámico: C_D
- Área frontal de la motocicleta y piloto: A
- Velocidad de avance: V

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2$$

$$\rho = 1,225 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$$

$$C_D = 0,5$$

$$A = 0,43 \text{ m}^2$$

$$F_D = 28,22 \text{ N}$$

A partir de aquí, se ha calculado la fuerza de reacción normal en la rueda trasera, dando como resultado el siguiente valor:

$$N_R = m \cdot g \cdot \frac{p-b}{p} + F_D \cdot \frac{h}{p} \cos \varphi$$

$$N_R = 1386,4 \text{ N}$$

También se ha calculado la fuerza centrípeta que actúa sobre el punto de contacto del neumático con el suelo.

$$F_{SR} = \frac{p-b}{p} \cdot m \cdot \frac{V^2}{R_C}$$

$$F_{SR} = 1640,9 \text{ N}$$

Es importante mencionar que, para simplificar, se ha considerado que el origen de estas fuerzas no está exactamente en el punto de contacto con el suelo, sino en la intersección del plano longitudinal del neumático con el suelo.

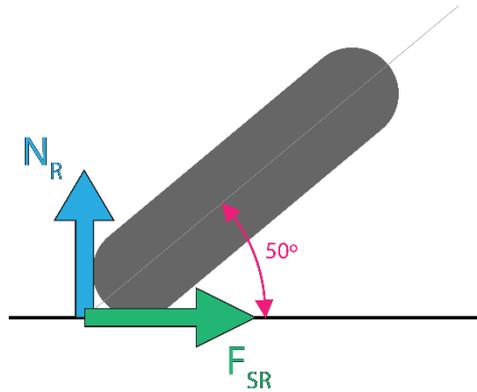


Ilustración 17 Paso por curva (1)

Una vez halladas las fuerzas, para mayor comodidad de cálculo se ha trasladado el punto de origen de estas al centro del neumático, apareciendo como consecuencia el momento M_T .

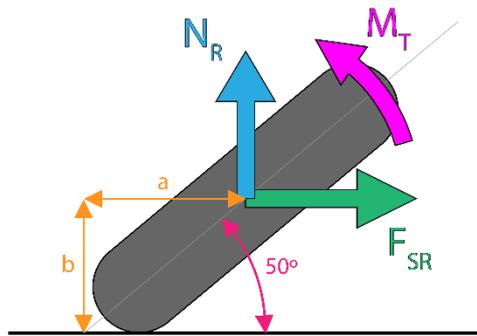


Ilustración 18 Paso por curva (2)

Situándose ahora el origen de las fuerzas a una distancia horizontal a y un distancia vertical b .

$$a = \frac{r_R}{2} \cdot \cos(\varphi)$$

$$a = \frac{602}{2} \cdot \cos(50^\circ) = 193,45 \text{ mm}$$

$$b = \frac{r_R}{2} \cdot \cos(90^\circ - \varphi)$$

$$b = \frac{602}{2} \cdot \cos(40^\circ) = 230,56 \text{ mm}$$

Siendo M_T el momento resultante de sumar los dos momentos generados por las fuerzas trasladadas al nuevo punto de referencia del sistema. Además, para mayor seguridad se ha vuelto a mayorar el resultado de M_T aplicando un factor de 1,5, dando como resultado el siguiente valor:

$$M_T = M_1 + M_2$$

$$M_1 = F_{SR} \cdot b =$$

$$M_2 = N_R \cdot a$$

$$M_T = 110,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M'_T = M_T \cdot 1,5 = 165,18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para facilitar la aplicación de las fuerzas en el programa de simulación, se ha considerado la posición de la rueda trasera perpendicular al suelo. Al rotar todo el conjunto un ángulo de 40 grados positivos, las reacciones de la rueda trasera se han descompuesto en función de los nuevos ejes de coordenadas.

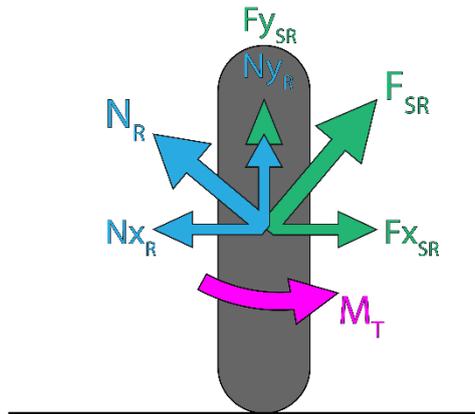


Ilustración 19 Paso por curva (3)

Sumando las fuerzas verticales y horizontales, se ha obtenido las fuerzas resultantes aplicadas en el centro de la rueda, es decir, en el eje trasero. Además, para mayor seguridad, se ha aplicado un factor de 1,5 a los resultados.

$$\varphi = 50^\circ$$

$$F_{R_y} = F_R \cdot \sin(90 - \varphi)$$

$$F_{R_y} = 1054,76 \text{ N}$$

$$F_{R_x} = F_R \cdot \cos(90 - \varphi)$$

$$F_{R_x} = 1257,01 \text{ N}$$

$$N_{R_y} = N_R \cdot \sin(\varphi)$$

$$N_{R_y} = 1062,1 \text{ N}$$

$$N_{R_x} = N_R \cdot \cos(\varphi)$$

$$N_{R_x} = 891 \text{ N}$$

$$F_{T_y} = F_{R_y} + N_{R_y} = 2116,86 \text{ N}$$

$$F_{T_x} = F_{R_x} - N_{R_x} = 366,01 \text{ N}$$

$$F'_{T_y} = F_{T_y} \cdot 1,5 = 3175,29 \text{ N}$$

$$F'_{T_x} = F_{T_x} \cdot 1,5 = 549,02 \text{ N}$$

Una vez calculadas todas las fuerzas y momentos se han utilizado en las simulaciones de comportamiento, como se mostrará más adelante.

2.4. Proceso de fabricación

Durante las fases de diseño y análisis y simulación del basculante se ha tenido presente en todo momento el proceso de fabricación. Este es un aspecto importante ya que el método empleado en la fabricación y en el ensamblado del basculante limita la presencia de cierto tipo de geometrías y conceptos en el diseño del mismo.

Para la fabricación y ensamblaje de todas las piezas principales y secundarias del basculante, se ha partido de las premisas iniciales. Las piezas principales del basculante debían ser mecanizadas mediante máquina de control numérico de tres ejes y ensamblado mediante pernos roscados, evitando el uso de soldadura.

Los materiales usados en la fabricación de las diferentes piezas han sido variados, dependiendo principalmente del tamaño y del uso de cada una de las piezas.

Para las piezas de gran volumen y mecanizadas como los brazos derecho e izquierdo y la cajera central, se ha usado Aluminio 6061-T6. Se trata de una aleación de aluminio con una resistencia media-alta, tiene una buena resistencia a la corrosión y además presenta buena maquinabilidad, aspecto importante debido al proceso de fabricación que se ha usado. Es un material estructural usado en infinidad de aplicación en construcción, industria y en vehículos.

El término T6 de esta aleación hace referencia al método de envejecido utilizado, siendo este artificial, obteniendo la máxima resistencia en comparación con otros métodos de templado como puede ser el T4.

Siendo sus propiedades físicas y mecánicas las siguientes:

- Densidad: 2,70 g/cm³
- Tensión de rotura (Tensile Strength): 310 MPa
- Tensión de fluencia: (Yield Strength): 276 MPa
- Módulo elástico (Modulus of Elasticity): 68,9 GPa

Esta aleación de aluminio está compuesta por los siguientes aleante:

- Magnesio: 0,8-1,2%
- Silicio: 0,4-0,8%
- Hierro: 0-0,7%
- Cobre: 0,15-0,4%
- Manganeso: 0-0,15%
- Cromo: 0,04-0,35%
- Zinc: 0-0,25%
- Titanio: 0-0,15%

Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

Se ha elegido este material para las principales piezas debido a su elevada resistencia, su reducido peso y su maquinabilidad.

Para las piezas de pequeño tamaño que precisan de una alta resistencia mecánica, como es el caso de los tensores de la cadena, el material empleado en su fabricación ha sido el acero AISI 304.

Es un acero inoxidable de tipo austenítico, es más resistente al desgaste que el acero normal, además de ser muy económico. Es un material muy utilizado en muchas industrias, como la petrolera, automotriz y aeroespacial, entre otras.

Siendo sus propiedades físicas y mecánicas las siguientes:

- Densidad: 7.30 g/cm³
- Tensión de rotura (Tensile Strength): 515 MPa

- Tensión de fluencia: (Yield Strength): 200 MPa
- Módulo elástico (Modulus of Elasticity): 200 GPa

Esta aleación de acero inoxidable está compuesta por los siguientes aleantes:

- Carbono: 0.07%
- Cromo: 17,5-19,5%
- Manganeso: 2%
- Níquel: 8-10,5%
- Fósforo: 0.05%
- Silicio: 1%
- Azufre: 0.03%

Por último, para los ejes del basculante, pivot y trasero, se ha utilizado acero AISI 1045 por alta resistencia, buena maquinabilidad y bajo coste. Es un tipo de acero al carbono muy extendido en la industria automotriz, usado en la fabricación de ejes, engranajes o barras de torsión.

Siendo sus propiedades físicas y mecánicas las siguientes:

- Densidad: 7,87 g/cm³
- Tensión de rotura (Tensile Strength): 585 MPa
- Tensión de fluencia: (Yield Strength): 2450 MPa
- Módulo elástico (Modulus of Elasticity): 206 GPa

Y la proporción de sus aleantes, la siguiente:

- Carbono: 0,42-0,5%
- Manganeso: 0,6-0,9%
- Fósforo: $\leq 0.04\%$
- Azufre: $\leq 0.05\%$

3. RESULTADOS

En este apartado se muestran las diferentes versiones del basculante, así como los cambios y modificaciones que se han realizado durante el proceso de diseño hasta llegar a un producto mínimo viable. Además, se muestran los resultados obtenidos en las simulaciones una vez alcanzada la versión mínimamente válida del basculante. Por último se muestran las versiones definitivas, siendo estas las utilizadas para la fabricación de las piezas.

Como recordatorio, los tres pilares fundamentales en los que se ha sustentado el diseño del basculante son los siguientes:

1. Ser la evolución del prototipo de la edición de 2021.
2. Estar fabricado mediante mecanizado CNC de tres ejes.
3. Ser ensamblado mediante pernos roscados.

De manera sintetizada, para evolucionar el basculante anterior, se han conservado los aspectos positivos y eliminado o fortalecido los puntos débiles, como su buena geometría y la poca resistencia de algunos elementos, respectivamente.

Para cumplir con el segundo requisito, se ha diseñado en todo momento con la mente puesta en evitar formas que solo pueden ser fabricadas mediante CNC de cinco ejes, pues en este caso la maquina es de tres.

Por último, se ha buscado que todas las piezas puedan ser ensambladas de forma sencilla, sin holguras y que el conjunto quede lo más sólido posible.

3.1. Versión preliminar

Para la versión preliminar, se ha diseñado un modelo de basculante compuesto solo por las tres piezas principales, que sirva como punto de inicio en el proceso de diseño.

Esta versión nace de la geometría básica del basculante y se centra en establecer las dimensiones máximas y mínimas que debe tener el basculante final. Se centra en evitar

colisiones entre el basculante y los elementos móviles externos, como el neumático trasero, el amortiguador y la cadena.

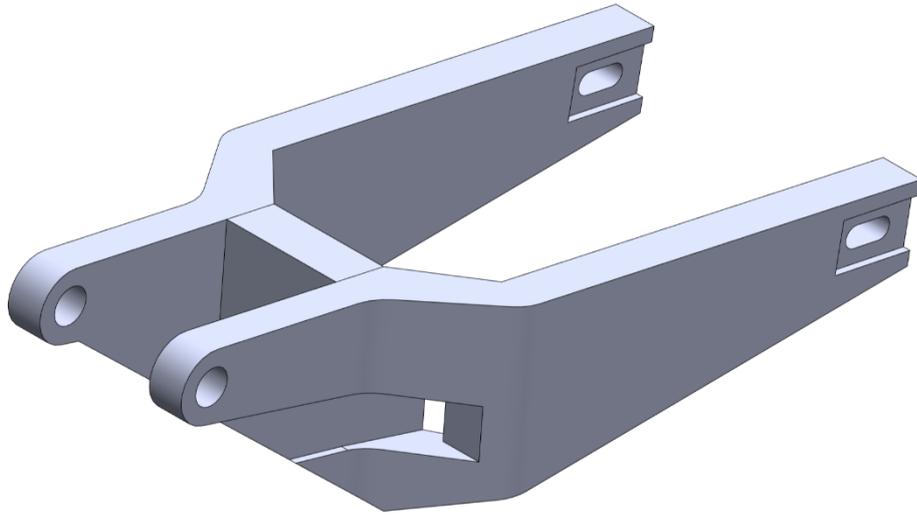


Ilustración 20 Versión preliminar: vista general

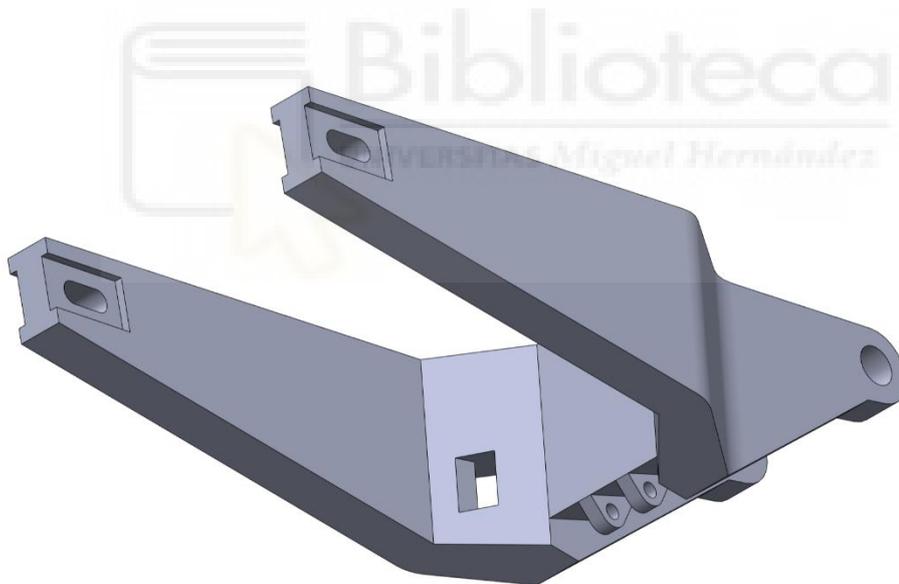


Ilustración 21 Versión preliminar: vista trasera

Si se habla del conjunto entero, este tiene una anchura máxima de 240 mm, medida entre las caras externas de cada brazo en la parte trasera, y una distancia de 180 mm entre las caras internas de la parte trasera. En cuanto a la parte delantera del basculante, existe una distancia entre las caras externas de los brazos de 136 mm y de 86 mm entre las caras internas. Por último, presenta una altura máxima de un poco más de 138 mm.

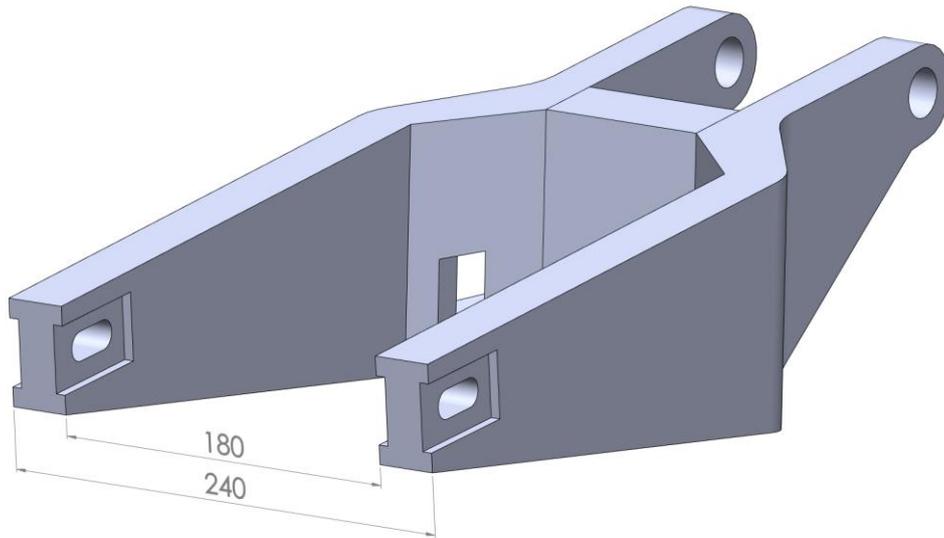


Ilustración 22 Versión preliminar: parte trasera

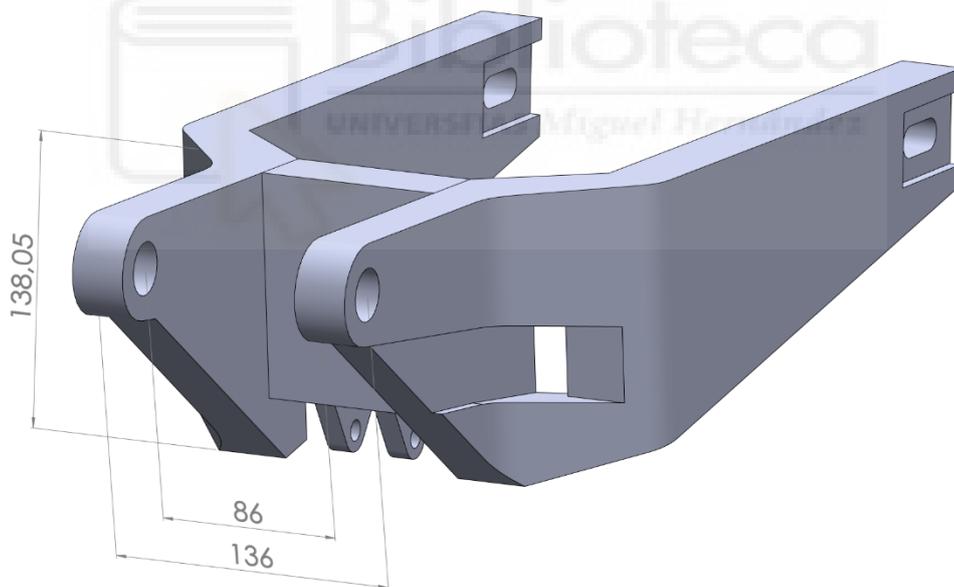


Ilustración 23 Versión preliminar: parte delantera

Con respecto a los brazos, tienen un espesor de 30 mm en su parte trasera y de 25 mm en su parte delantera. Además, entre la parte delantera y trasera de sus caras exteriores existe un desfase de 52 mm.

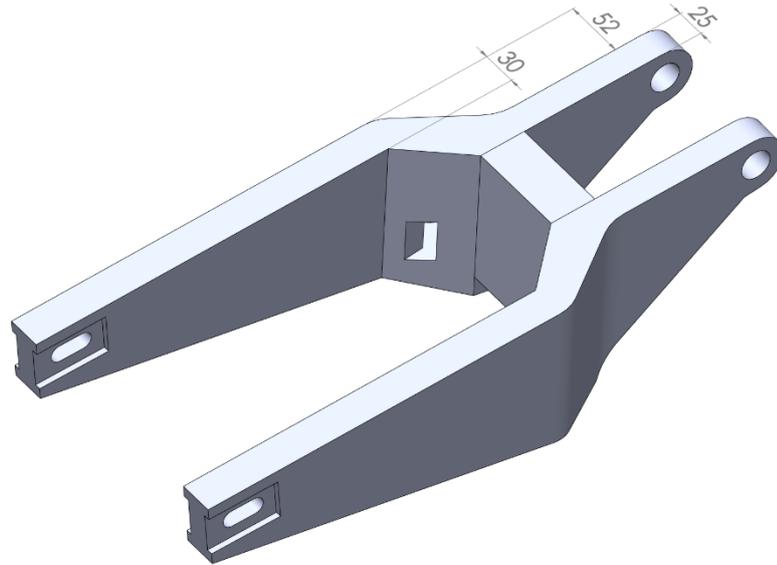


Ilustración 24 Versión preliminar: espesores brazo

Para crear la zona de transición entre las partes delantera y trasera, se han utilizado geometrías simples y sobredimensionadas con respecto a los espesores del brazo, siendo mayores la zona más cercana a la parte delantera. Además, de manera simplificada, esta parte sigue el contorno del neumático creando una distancia de seguridad entre el neumático y el basculante.

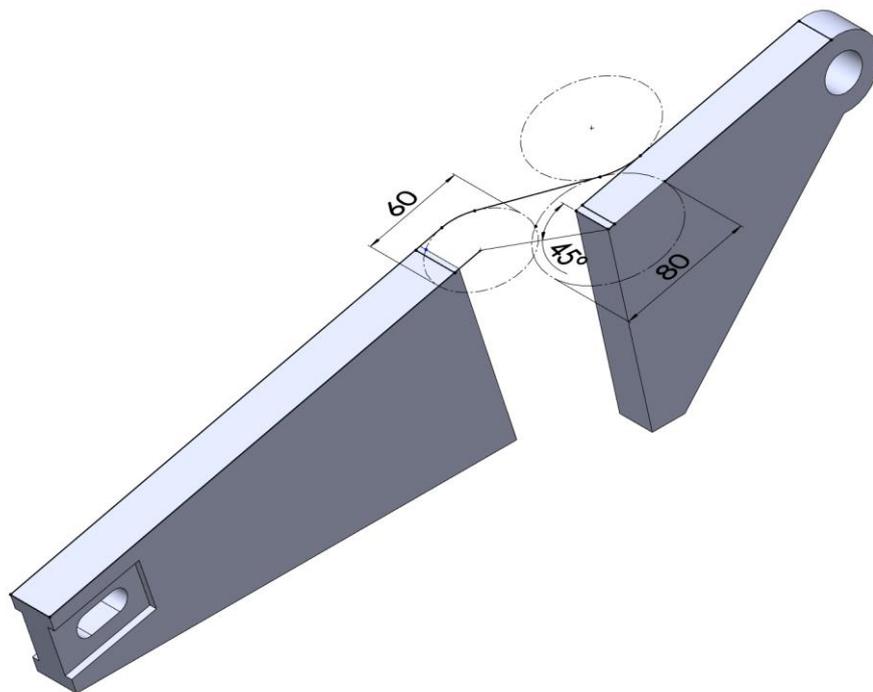


Ilustración 25 Versión preliminar: zona transición

En la zona del eje trasero, tiene una ranura de 15 mm de diámetro que permite desplazar el eje trasero 10 mm hacia delante o hacia atrás desde su posición central, en la dirección de la recta que forman los centros geométricos del piñón y la corona del sistema de transmisión. También, en su parte trasera, presenta una reducción de espesor para albergar el tensor de la cadena, dejando un espesor de brazo de 20 mm y un vaciado de 60 mm de ancho y 35 mm de alto en ambas caras para alojar el tensor.

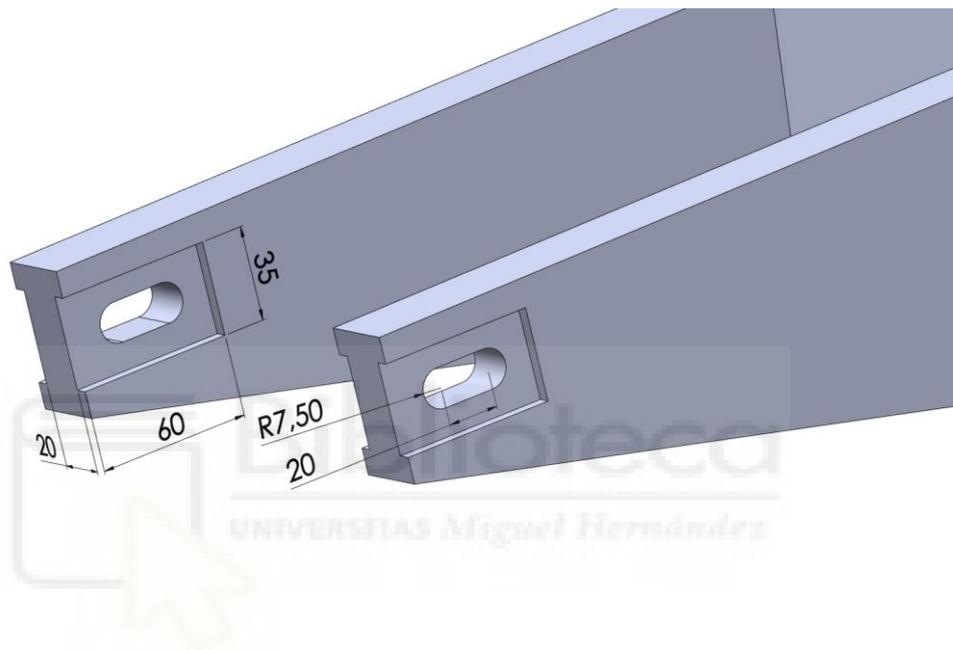


Ilustración 26 Versión preliminar: extremos parte trasera

Ambos brazos son simétricos e iguales, salvo por el vaciado que permite el paso de la cadena en el brazo izquierdo. Este vaciado ha sido la primera geometría que debía diseñarse con cuidado, respetando el segundo pilar básico de diseño: que pueda ser fabricado mediante CNC de tres ejes. Dicho vaciado elimina 5 mm de espesor de la parte delantera del brazo y deja un hueco de paso de 16 mm de ancho y un poco más de 36,5 mm de alto. Estas cotas están en base a las dimensiones de la cadena de paso 415 (13,5 mm ancho y 12 mm de alto) y al desarrollo de la transmisión, que, dependiendo de su tamaño y de la tensión que tenga, pasará más o menos cerca del basculante cuando esté en funcionamiento.

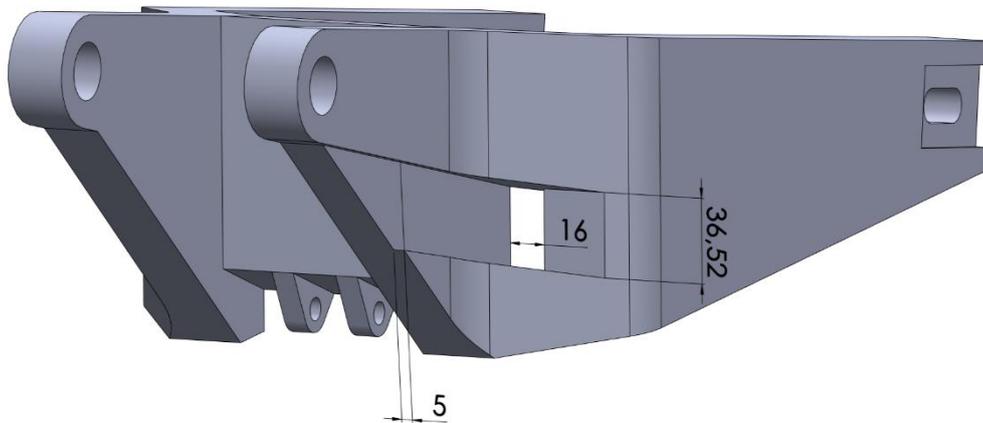


Ilustración 27 Versión preliminar: paso de cadena

La última pieza que forma el conjunto es la cajera central, cuyas dimensiones se ven comprometidas tanto por la rueda trasera como por el amortiguador trasero, ambos con movimiento y posiciones variables. Dejando una separación mínima de 15 mm entre el amortiguador y el basculante, y de 5 mm entre la cajera y neumático, se tiene un espesor de cajera de un poco más de 37 mm. En cuanto a su ancho, de momento lo determina la distancia entre caras internas de los brazos, siendo de unos 86 mm.

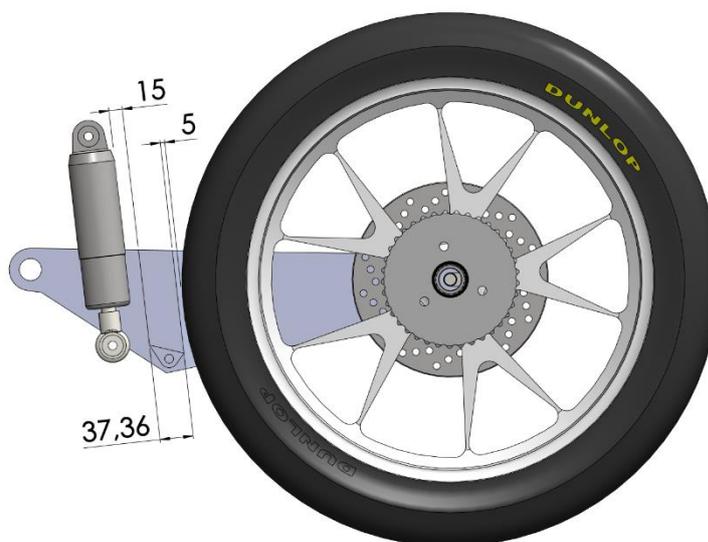


Ilustración 28 Versión preliminar: interacción con rueda y amortiguador

La cajera, en su parte baja presenta dos orejetas con un agujero pasante de 10 mm de diámetro, el cual sirve para anclar el eje de las bieletas del sistema de amortiguación. Estas orejetas tienen un espesor de 10 mm cada una y existe una distancia mínima de 20 mm entre ellas. Son simétricas y están centradas con respecto al plano central del prototipo.

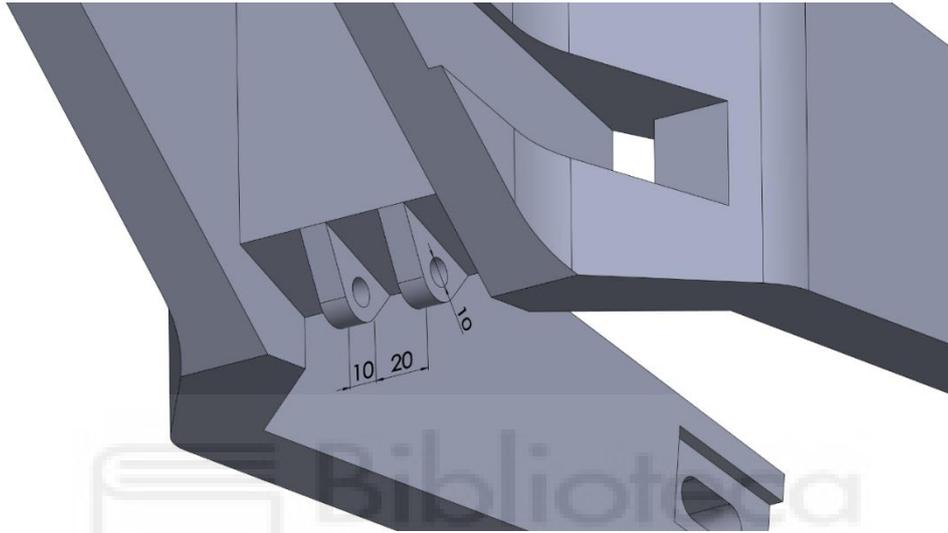


Ilustración 29 Versión preliminar: detalle cajera

A modo de resumen general de esta versión preliminar, ya presenta todos los agujeros de los ejes del basculante, sin embargo no presenta ningún tipo de unión entre las piezas ni agujeros roscados ni vaciados de aligeramiento.

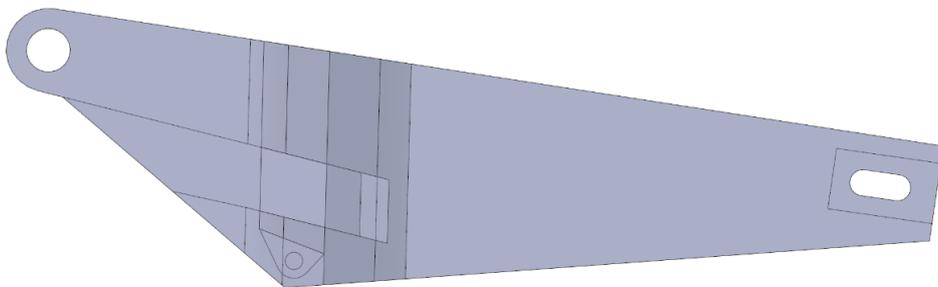


Ilustración 30 Versión preliminar: vista lateral con brazo izquierdo transparente

Además, debido a unos brazos demasiado altos en comparación con la altura de la cajera, no es posible la instalación del eje de las bieletas, por tanto es un tema a solucionar en las próximas versiones del diseño.

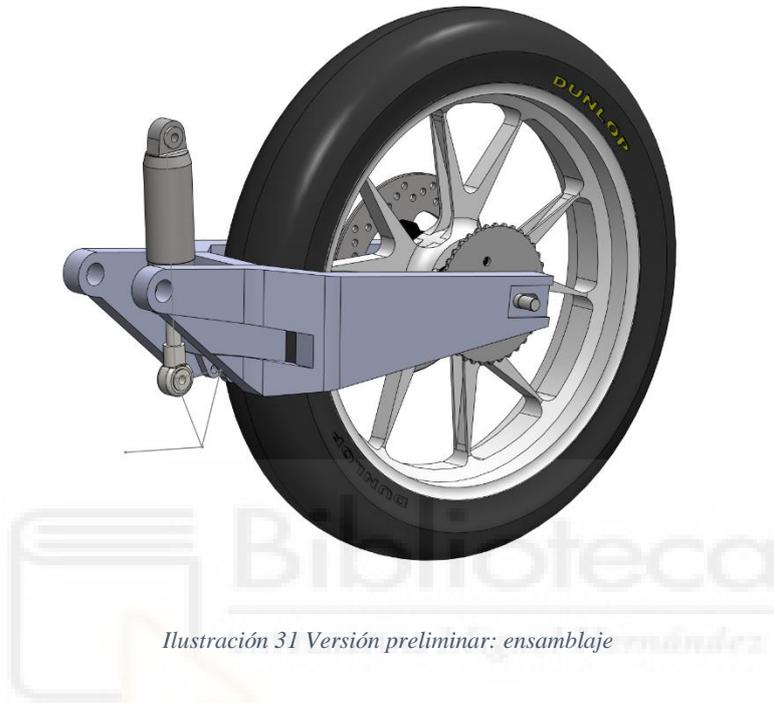


Ilustración 31 Versión preliminar: ensamblaje

Por último, hay que destacar que esta versión simplemente tiene como objetivo crear una base sobre la que poder trabajar, para lograr de manera paulatina la versión definitiva.

3.2. Versión 1

En esta versión del basculante, la cajera es el claro protagonista. Esta presenta un diseño más desarrollado y cercano a la cajera definitiva. Además, varias partes de los brazos se han redimensionado para una mayor resistencia o mejor funcionamiento.

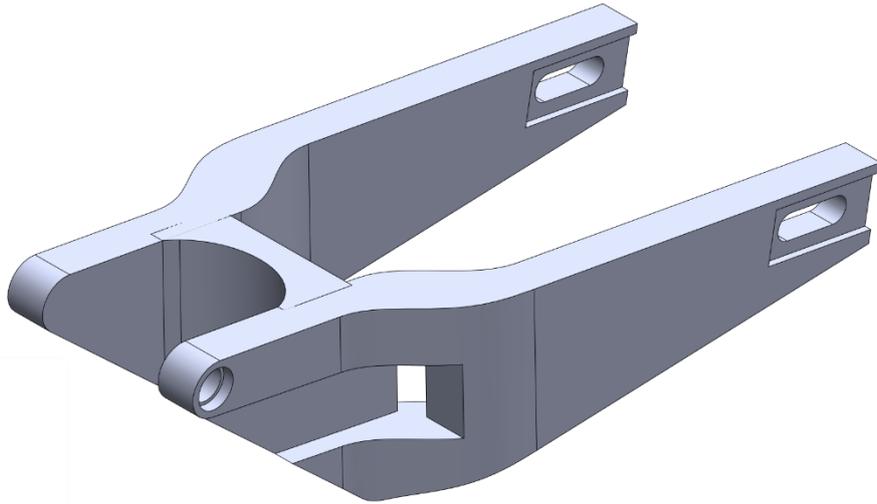


Ilustración 32 Versión 1: vista general

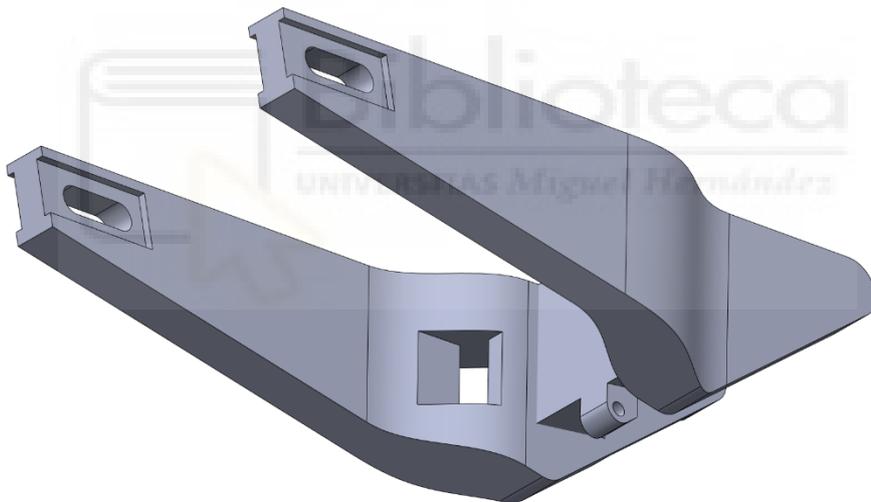


Ilustración 33 Versión 1: vista trasera

Comenzado por sus dimensiones generales, la geometría base sigue siendo la misma. Sin embargo, ahora presenta en su parte delantera una distancia interna entre los brazos de 100 mm y una distancia entre las caras externas de 160 mm, valores mayores que en la versión anterior. Además, el ensamblaje presenta una mayor altura, siendo ahora de más de 142 mm.

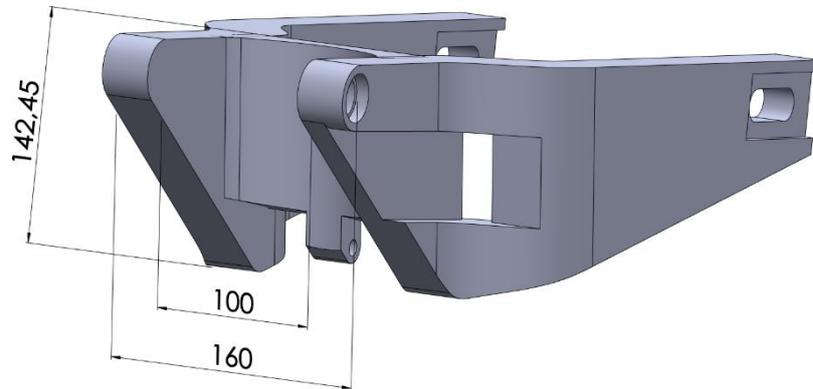


Ilustración 34 Versión 1: parte delantera

Continuando con la cajera, su tamaño ha aumentado, teniendo ahora un ancho mayor para poder ser encastrado y posteriormente atornillado a los brazos. Además, ahora tiene un mayor espesor en las zonas laterales, de 60 mm, que rodean al amortiguador, se ha hecho así para disponer de una pieza con más material y, por tanto, más resistente.

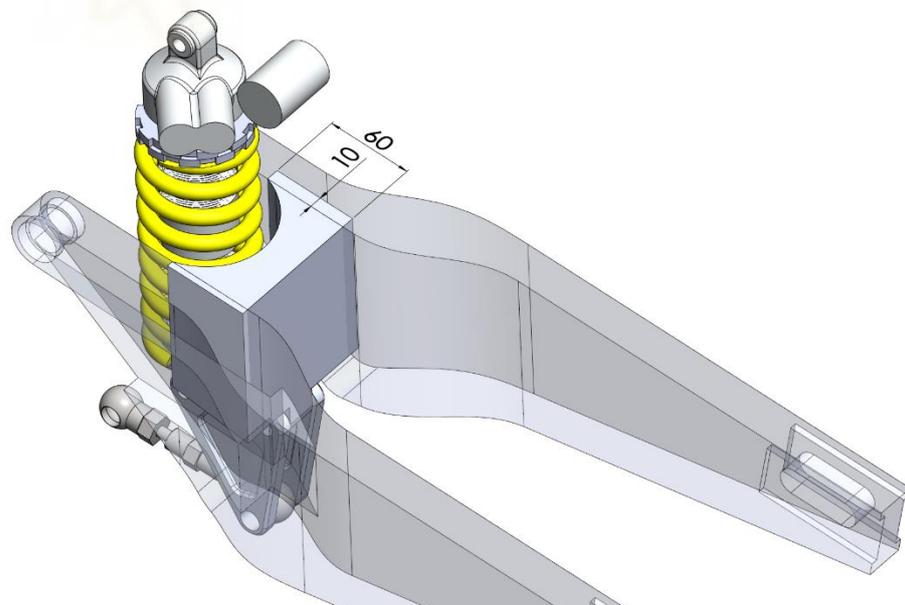


Ilustración 35 Versión 1: cajera

Otro cambio significativo en el diseño de la cajera es el anclaje de las bieletas, pasando de dos orejetas a una de mayor espesor, siendo ahora de 23,15 mm.

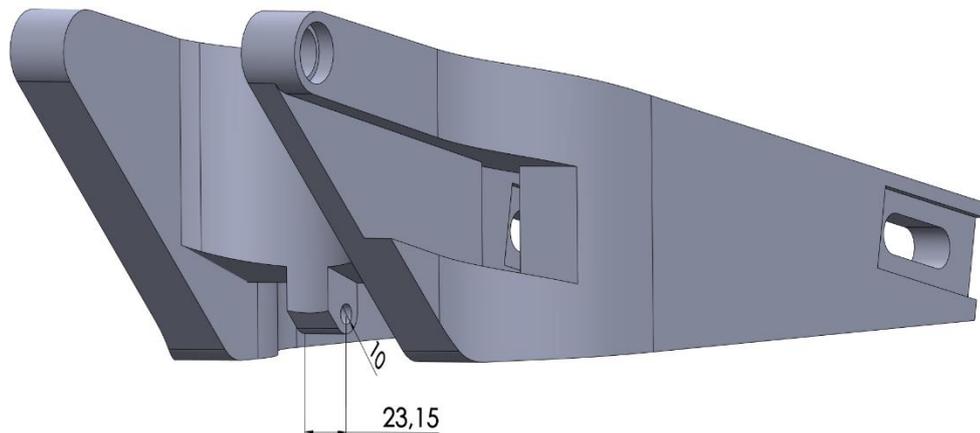


Ilustración 36 Versión 1: orejeta cajera

En cuanto a los brazos, la parte delantera ha sufrido un sobredimensionado para una mayor resistencia en la zona de los rodamientos del eje pívot. El espesor del brazo, salvo en la zona de transición, ahora es constante, con un valor de 30 mm.

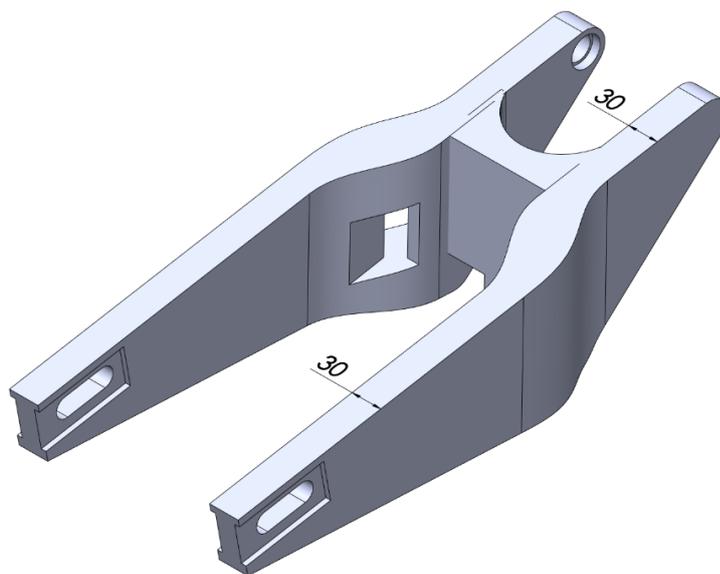


Ilustración 37 Versión 1: espesores de brazo

Al aumentar el espesor de la parte delantera, se ha podido aumentar el hueco para la cadena. Ahora, el vaciado elimina 15 mm de espesor del brazo y deja un hueco de 15 mm de ancho y un poco más de 56 mm de alto, que a pesar de tener un ancho de paso de la cadena de 1 mm de ancho menor, consigue facilitar la fabricación de la pieza por cómo está diseñada.

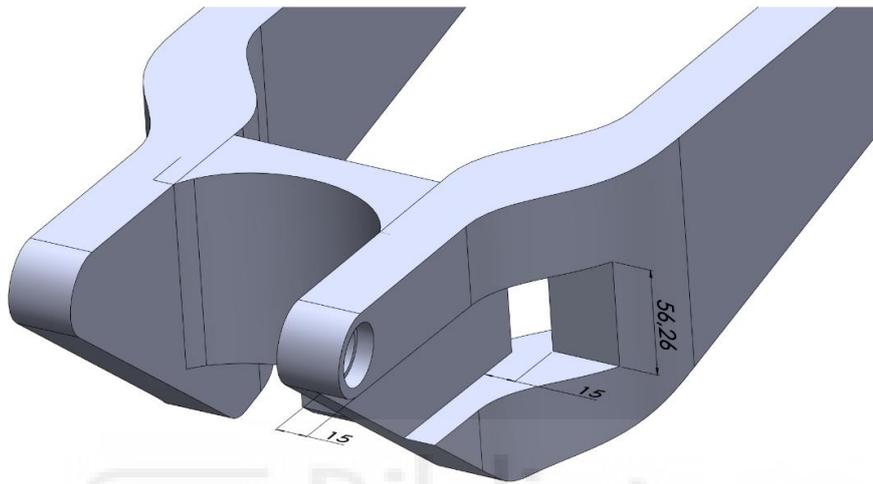


Ilustración 38 Versión 1: paso de cadena

En esta versión se define ya de forma detallada el alojamiento de los rodamientos del eje pívot, estando este hueco pensado para albergar, cada uno, dos rodamientos radiales de agujas, uno a cada lado del brazo.

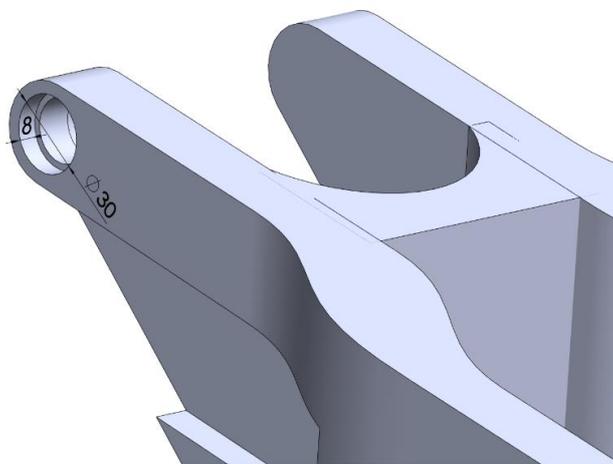


Ilustración 39 Versión 1: Alojamiento rodamientos eje pívot

La zona de transición entre las partes delantera y trasera tiene ahora geometrías más complejas ya que se han usado splines. Consiguiendo una transición más suave y con un mayor espesor en su parte central, lo que permite reforzar la zona del paso de la cadena a través del brazo.

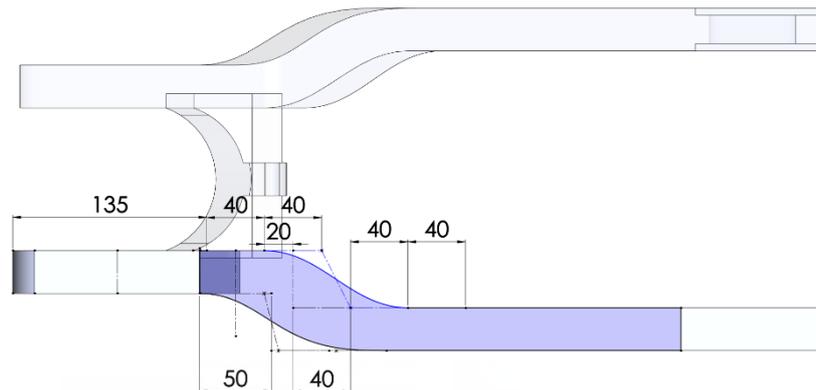


Ilustración 40 Versión 1: zona transición

Por último, se ha redimensionado la zona del tensor de la cadena. Primero, se ha aumentado la longitud de la ranura, pasando a tener un total de 40 mm, permitiendo un desplazamiento de 20 mm hacia delante o hacia atrás desde su punto central. Segundo, el diámetro de la ranura pasa a ser ahora de 20 mm. Tercero, se ha aumentado el espacio disponible para el tensor, siendo ahora de 40 mm de alto y 90 mm de ancho. Cuarto, se ha dejado más espacio entre la ranura y la parte final del brazo, en concreto 20 mm para dejar espacio para el perno regulador, que más adelante se implementará.

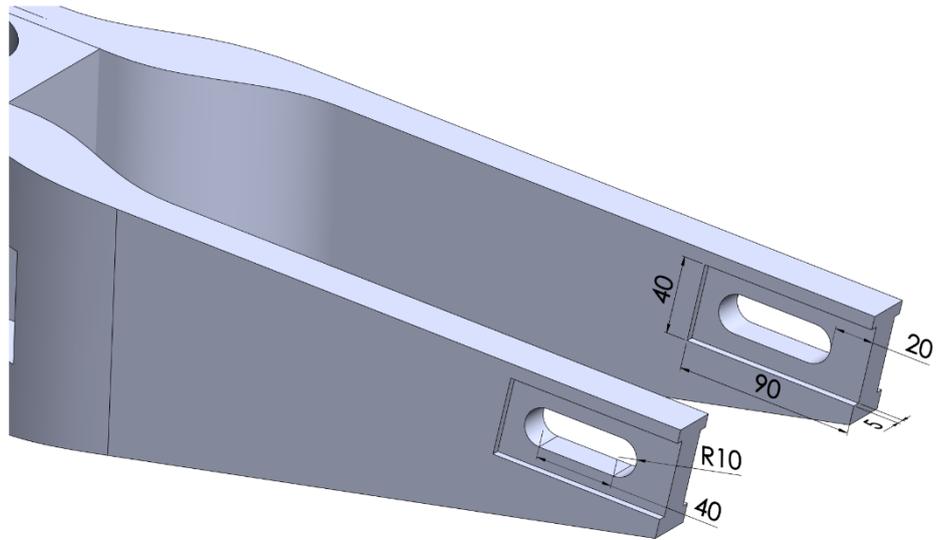


Ilustración 41 Versión 1: extremos parte trasera

A modo de resumen, esta versión consigue definir con mayor profundidad partes hasta ahora no bien definidas, como el alojamiento de los rodamientos y la cajera. Además, el sobredimensionado de los brazos hace que sea un basculante demasiado pesado y por tanto se debe buscar en las siguientes versiones un conjunto más compacto.

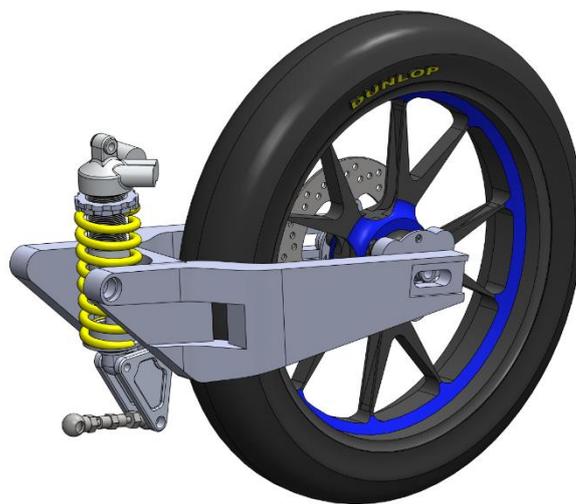


Ilustración 42 Versión 1: ensamblaje

3.3. Versión 2

Esta segunda versión marca un punto de inflexión en el proceso de diseño, ya que se obtiene un modelo mucho más refinado, con todas las piezas importantes del basculante presentes. Además, implementa elementos de anclaje y rodamientos.

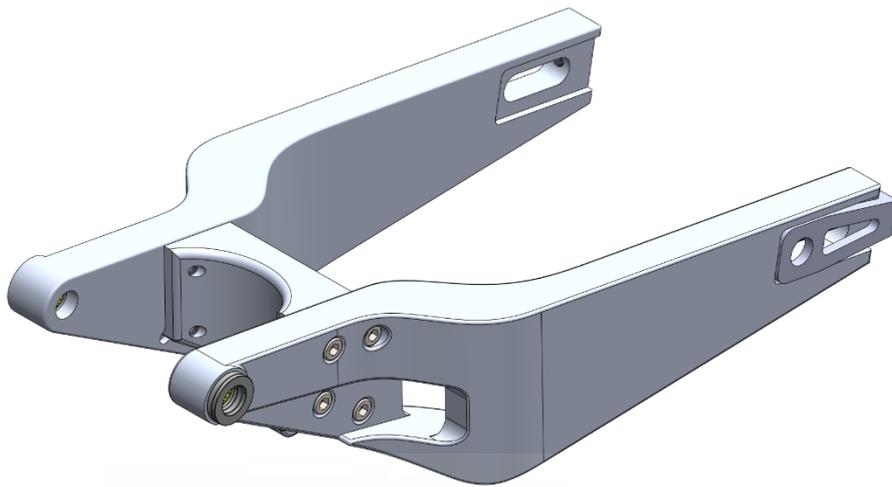


Ilustración 43 Versión 2: vista general

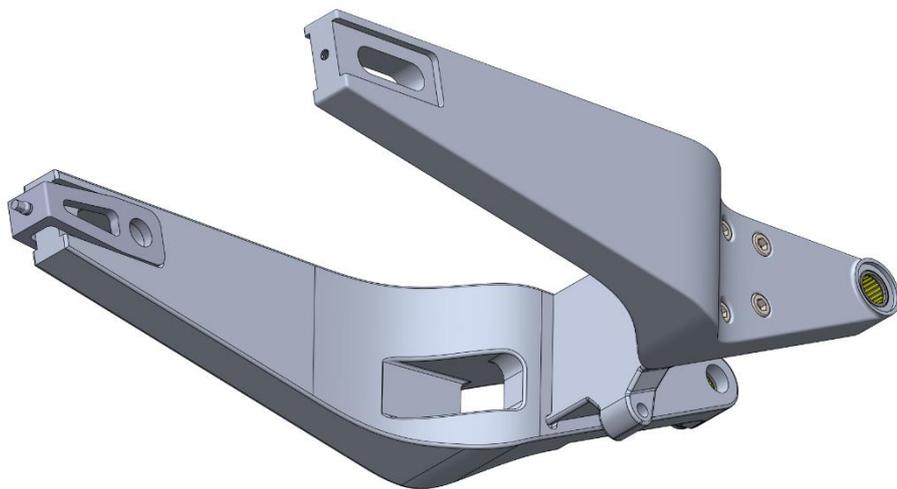


Ilustración 44 Versión 2: vista trasera

Comenzando por sus dimensiones generales, el basculante es 40 mm más ancho en su parte trasera siendo ahora de 280 mm, porque en el momento del diseño aún no se había medido el centro de masas del motor y, por tanto, la ubicación de su plano central era desconocida. Con este aumento del ancho, se asegura un diseño válido en el caso de que el plano central del motor estuviese desplazado a la izquierda del plano central del prototipo, en cambio, si dicho desplazamiento no fuera necesario o debiera ser hacia la derecha del plano del prototipo, se volvería a una dimensión más cercana a la de la versión anterior.

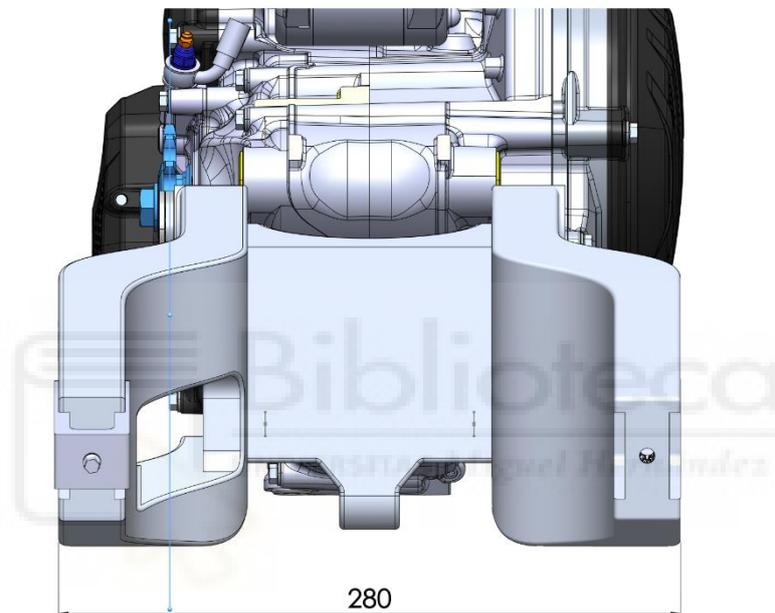


Ilustración 45 Versión 2: parte trasera y plano del piñón-corona

Para acompañar el aumento del ancho de la parte trasera, la delantera ha sufrido un aumento de 10 mm en su ancho, siendo ahora de 110 mm.

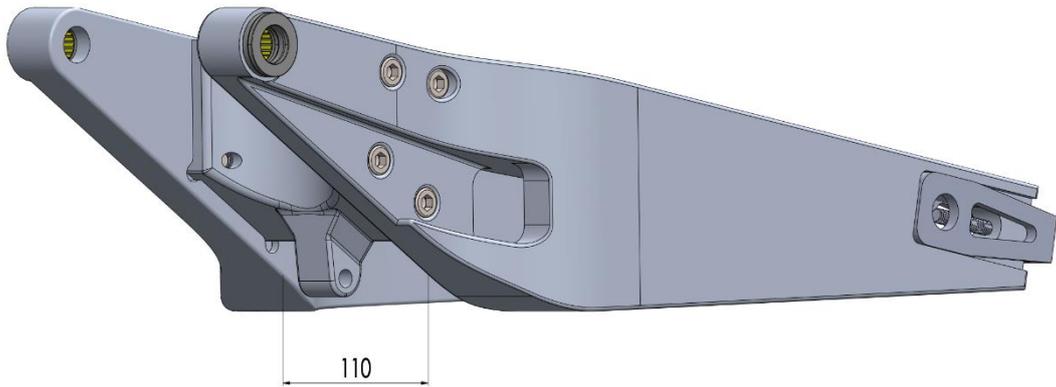


Ilustración 46 Versión 2: parte delantera

Una de las evoluciones más relevantes que presenta esta versión, es la presencia de un sistema de anclaje definido por completo, en el que la cajera, además de estar encastrada en ambos brazos, está atornillada mediante cuatro pernos por cada brazo.

Esto se consigue mediante un vaciado de las dimensiones de la cajera y de 5 mm de profundidad en las caras internas de los brazos, donde la cajera queda restringida por completo.

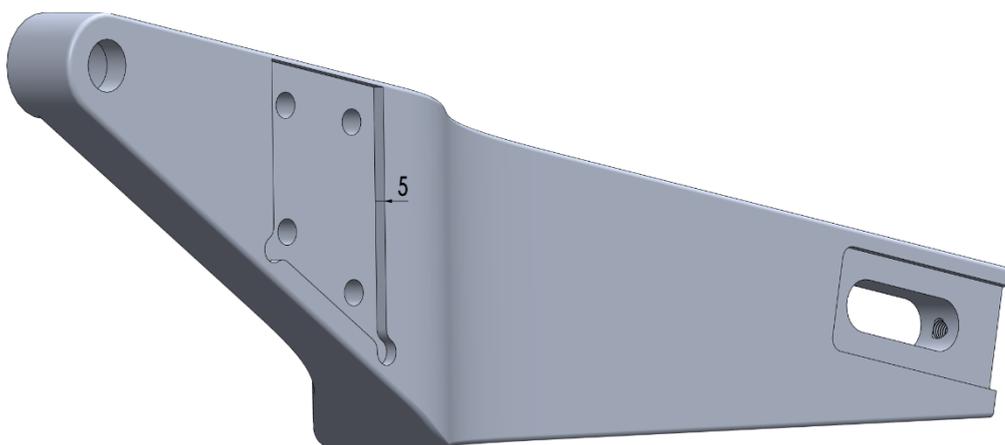


Ilustración 47 Versión 2: vaciado para cajera

Unos tornillos se encargan de hacer que todo el conjunto quede ensamblado. Se ha elegido unos tornillos Allen de cabeza cilíndrica (DIN 912) de M10x30 mm, M10x40 mm y M10x20 mm que quedan escondidos dentro de los brazos.

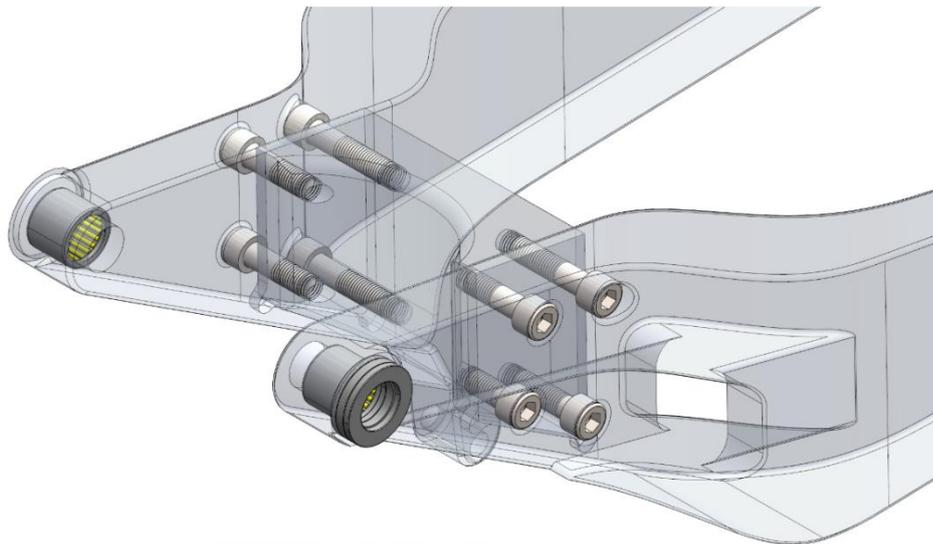


Ilustración 48 Versión 2: Detalle tornillos de ensamblado

Para poder ensamblar el basculante, la cajera se ha tenido que modificar de tal manera que tuviera el material suficiente para poder albergar los tornillos. En concreto, se ha modificado el radio de su cara cilíndrica, quedando ahora más ajustada al amortiguador trasero.

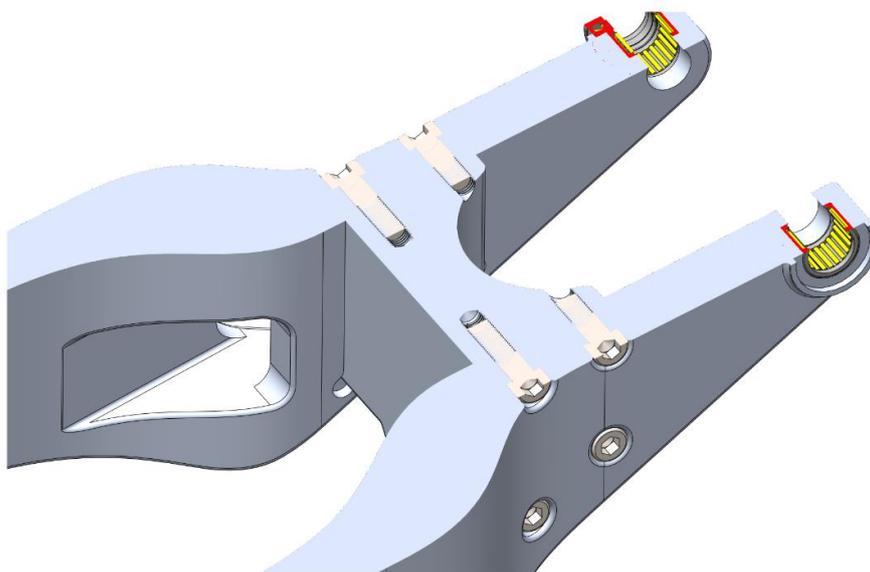


Ilustración 49 Versión 2: vista sección cajera

Otra evolución importante presente en esta versión es la reducción del alto del basculante, es decir, se ha eliminado el material de los brazos que impedía el ensamblaje del eje de las bieletas del sistema de amortiguación trasera.

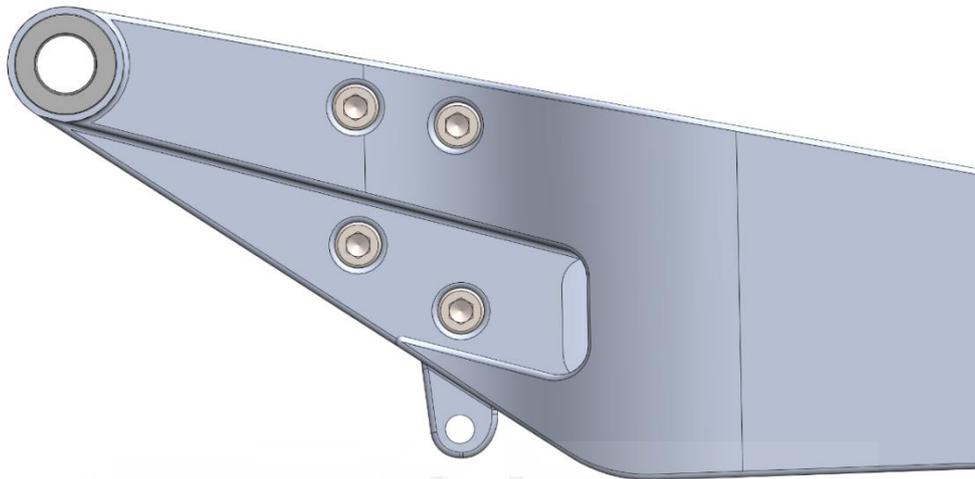


Ilustración 50 Versión 2: vista lateral

Adicionalmente, la parte baja de la cajera se ha rediseñado por completo, presentando un diseño que acompaña a los brazos y una orejeta reforzada y redimensionada, con ahora 27 mm de espesor.

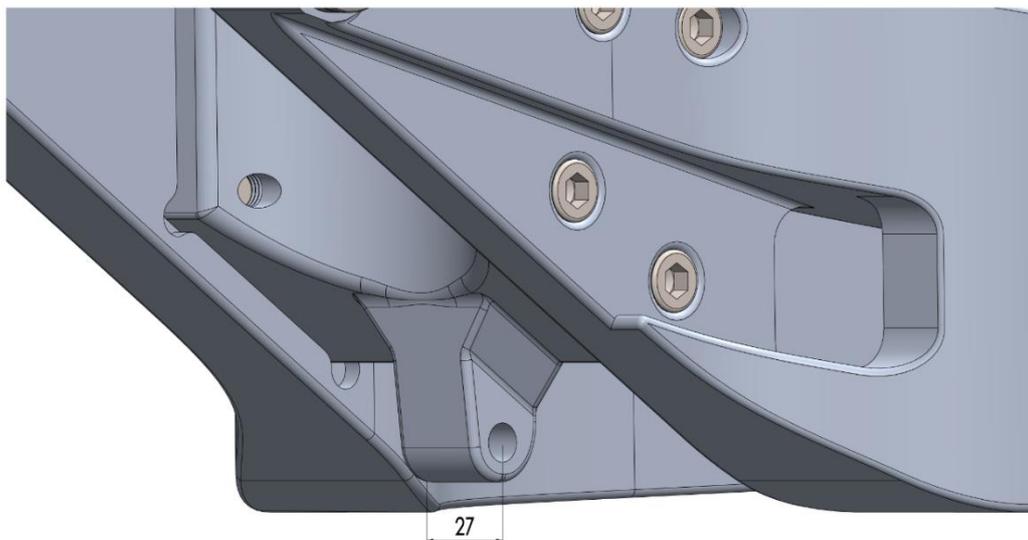


Ilustración 51 Versión 2: orejeta cajera

Pasando a las evoluciones de los brazos, la zona de transición entre las partes delantera y trasera ha sufrido un leve cambio, siendo ahora de mayor espesor.

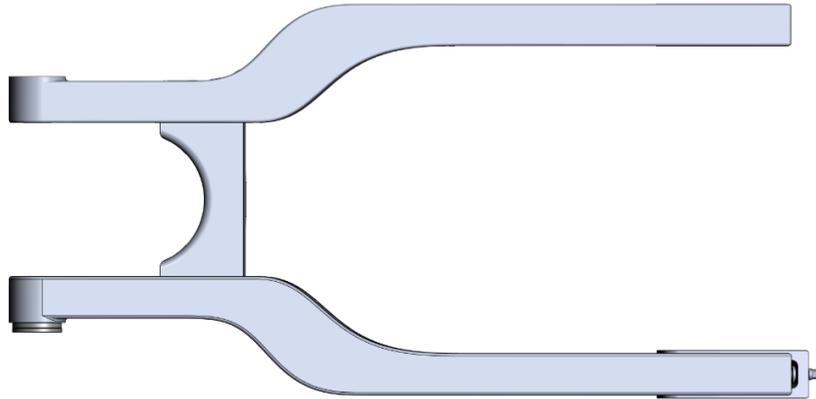


Ilustración 52 Versión 2: vista en planta

En el caso del brazo izquierdo, el hueco de la cadena ha aumentado, siendo ahora de 30 mm de ancho y 43 mm de alto. Este aumento de tamaño viene provocado principalmente por el aumento en la anchura de la parte trasera.

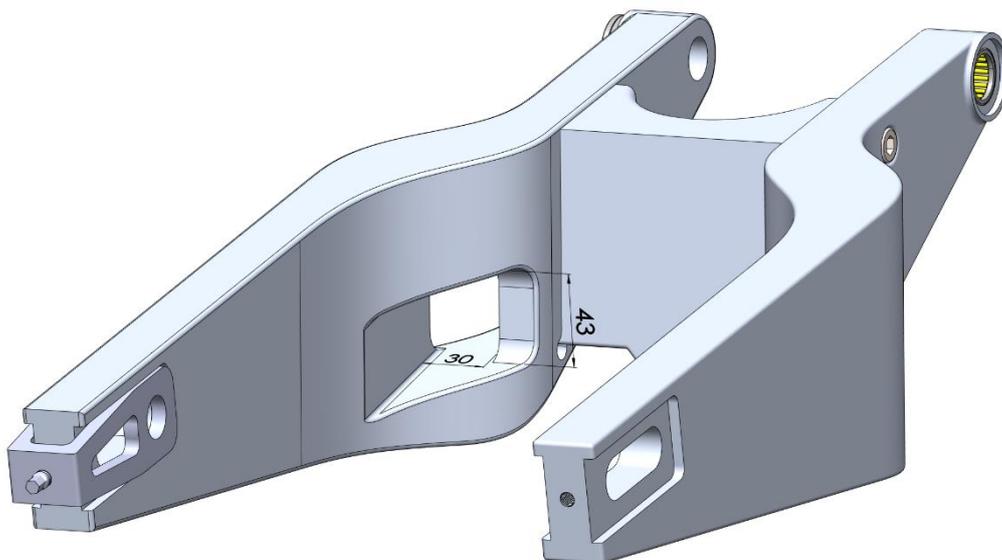


Ilustración 53 Versión 2: paso de cadena

Continuando con los brazos, esta versión define de manera más precisa el alojamiento de los rodamientos del eje pivot. La configuración actual consiste en la presencia de un rodamiento radial insertado dentro del basculante y otro axial apoyado en la cara externa del brazo, entre el basculante y el chasis, lo que permite sin crujidos el movimiento del basculante cuando el eje esté apretado a su par máximo.

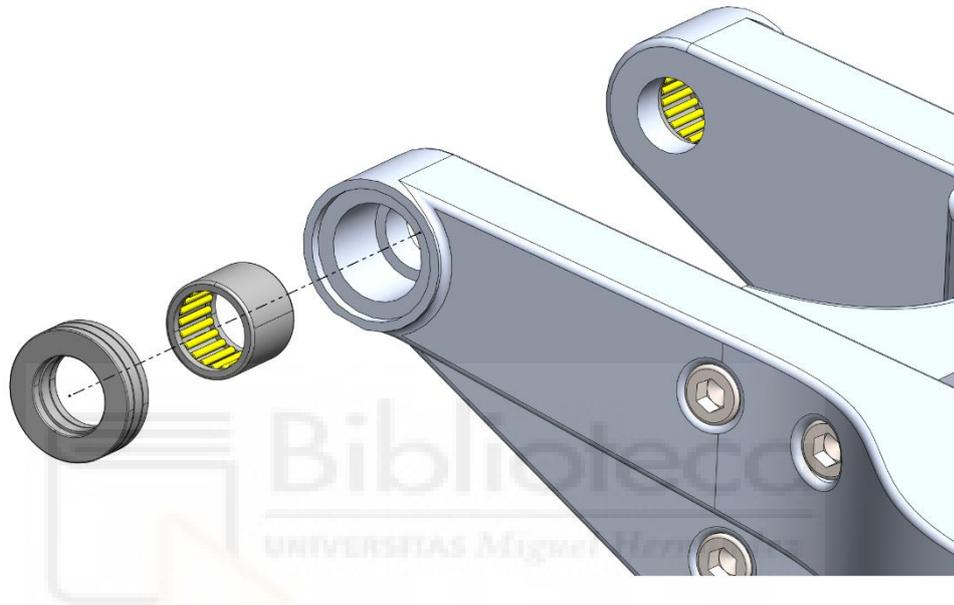


Ilustración 54 Versión 2: vista explotada rodamientos eje pivot

Los rodamientos usados son de la marca SKF. Para el rodamiento radial se ha usado el modelo HK 2020, un rodamiento de agujas con las siguientes dimensiones:



Dimensiones

Diámetro del agujero del complemento de agujas	20 mm
Diámetro exterior	26 mm
Ancho	20 mm

Ilustración 55 Detalles rodamiento radial

En el caso del rodamiento axial, se ha usado el modelo 81104 TN, un rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos, de simple efecto con las siguientes dimensiones:



Ilustración 56 Detalles rodamiento axial

Por último, otro de los aspectos destacados que presenta esta versión es la incorporación por primera vez de los tensores de cadena. El diseño consiste en una pieza en forma de U con dos orificios del diámetro del eje trasero. Este agujero se desplaza a lo largo de la ranura, presente en la parte trasera del brazo, permitiendo el ajuste de la posición del eje trasero y, por tanto, del tensado de la cadena. El tensor tiene unas dimensiones de 105 mm de largo, 40 mm de alto en su parte delantera y 25 mm en su parte trasera, 34 mm de ancho y la pieza tiene un espesor de 7 mm. En esta fase del diseño, el tensor se desarrolló con la idea de fabricarse en Aluminio 6061, como el resto del basculante.

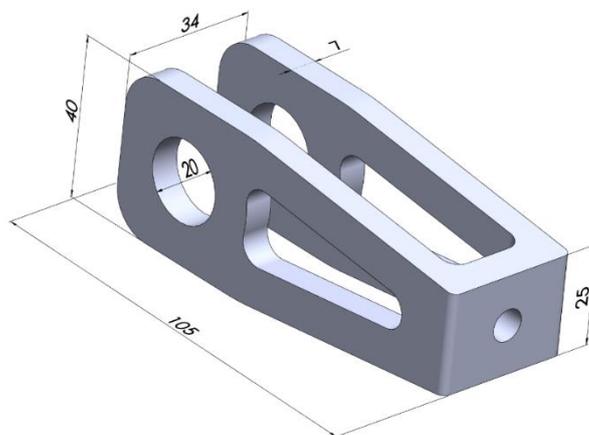


Ilustración 57 Versión 2: tensor de cadena

Este movimiento lo consigue gracias a un perno que está atornillado a la parte trasera del brazo y empuja o tira del tensor. El perno consiste en un esparrago de casi 87 mm de longitud, de diferentes diámetros y secciones, con un roscado de M8x1.25 a lo largo de 65 mm, una balona de 2 mm de espesor que permite el tensado, y una cabeza hexagonal que permite el ajuste mediante el uso de una llave de tubo de 6 mm.

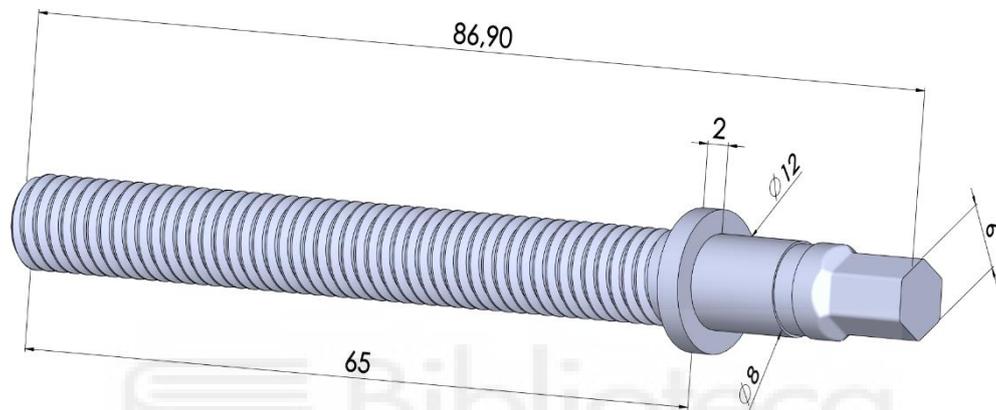


Ilustración 58 Versión 2: perno tensor de cadena

La unión entre perno y tensor ocurre gracias a un circlip. En esta versión, no queda totalmente definida la parte que aloja el circlip, dadas las dudas en utilizar uno de tipo externo (DIN 471) o de tipo E (DIN 6799). Este es un tema importante ya que en el pasado prototipo, se tuvo problemas críticos con el perno y su fijación.

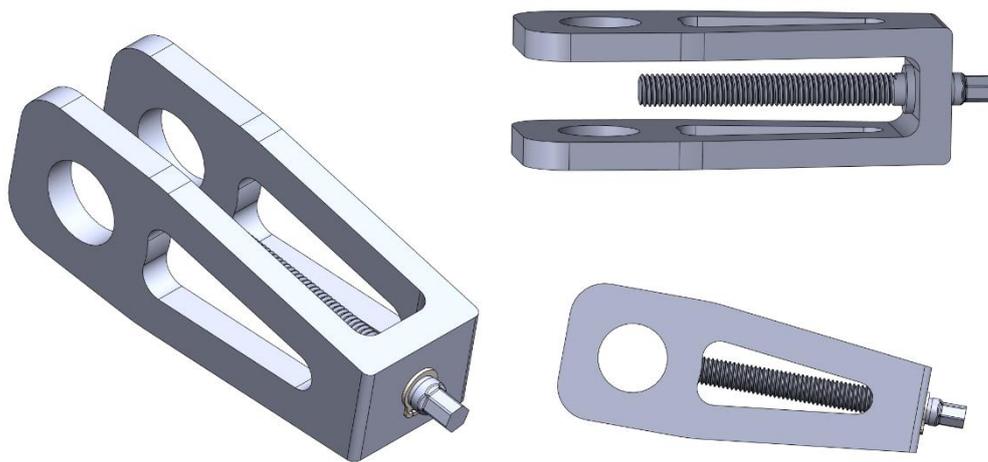


Ilustración 59 Versión 2: ensamblaje tensor de cadena

Como conclusión, esta versión cumple con unos de los objetivos de evolucionar el prototipo de la edición anterior mediante un perno y tensor de la cadena sobredimensionados. También, consigue solucionar un problema presente en las dos versiones de diseño anteriores, permitiendo la instalación del eje de las bieletas. Y por último, presenta un sistema de anclaje entre piezas que, aunque provisional y restringido en exceso, cumple por completo con su función.

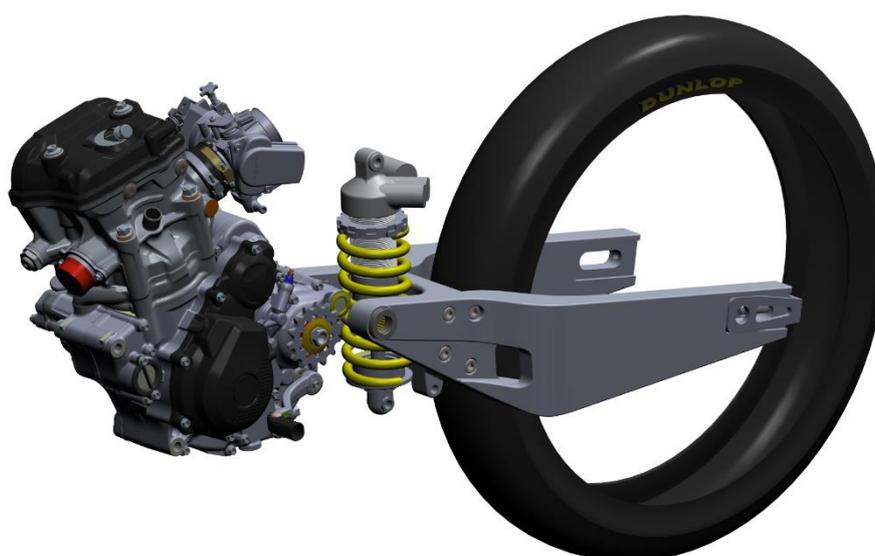


Ilustración 60 Versión 2: ensamblaje

En cuanto a las mejoras que se deben implementar, se debe encontrar el centro de gravedad del motor y ubicarlo en el sitio adecuado. Lo que significa modificar el basculante para que no sea excesivamente ancho y la cadena esté perfectamente alineada. Además, el basculante sigue siendo demasiado grande, por lo que habrá que afinarlo para que sea lo más ligero posible, además de añadirle vaciados para hacerlo todavía más liviano

3.4. Versión 3

Finalmente, se llega a la versión casi definitiva del diseño. Aquí se encuentran presentes todas las piezas que componen el basculante. Aparecen ahora componentes nuevos como el portapinzas de freno y los casquillos de los ejes. Además, el basculante presenta vaciados de aligeramiento en los brazos y la cajera.

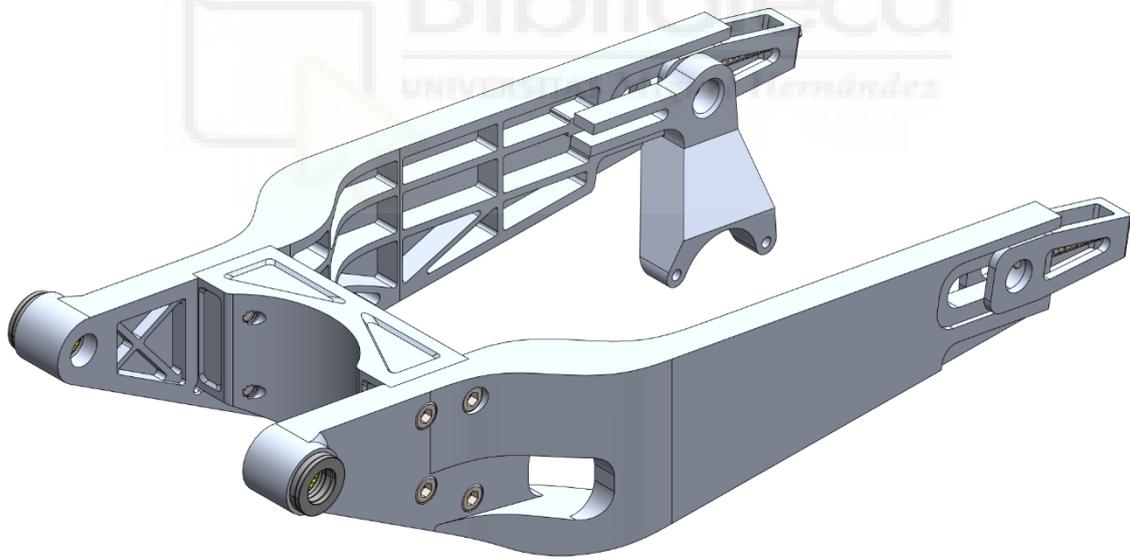


Ilustración 61 Versión 3: vista general

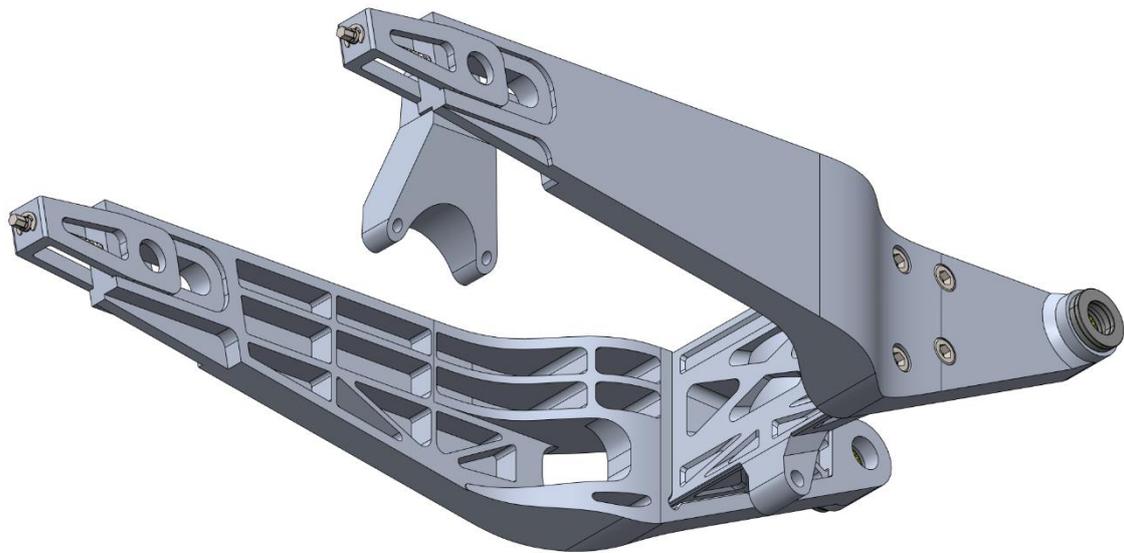


Ilustración 62 Versión 3: vista trasera

Comenzando por la vista general, el basculante presenta una distancia de 180 mm entre las caras externas de la parte delantera de los brazos y de 140 mm entre las caras internas. En la parte trasera de sus brazos, existe una distancia de 230 mm entre sus caras internas y de 270 mm entre sus caras externas.

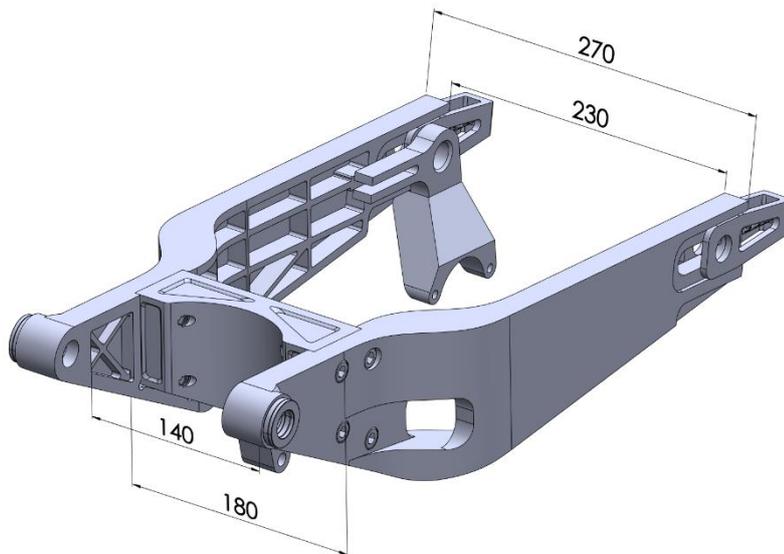


Ilustración 63 Versión 3: distancia entre caras

La distancia entre ejes varía desde los 470 mm hasta los 510 mm. Lo que supone una longitud de la ranura del eje de unos 40 mm.

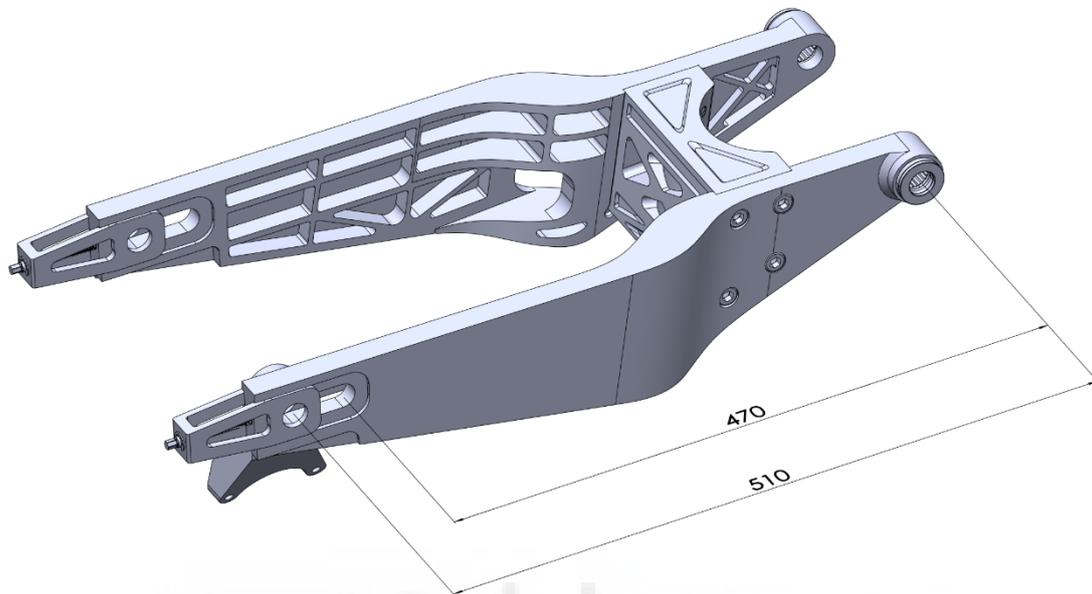


Ilustración 64 Versión 3: distancia entre ejes

La parte de los brazos que se encarga de portar los rodamientos del eje pivó se ha dimensionado de tal forma que, con la ayuda de un casquillo, los rodamientos encajen y se asientan tanto en el basculante como en el chasis a la perfección.

Se podría haber estirado la parte cilíndrica hasta no tener que usar el casquillo, pero en caso de error de fabricación, es más sencillo y económico adaptar o fabricar de nuevo un casquillo de pequeño tamaño que realizar un reproceso en el chasis o basculante. Con esta configuración, se necesita dos casquillos cilíndricos de 2,5 mm de espesor situado entre los rodamientos axiales y el chasis.

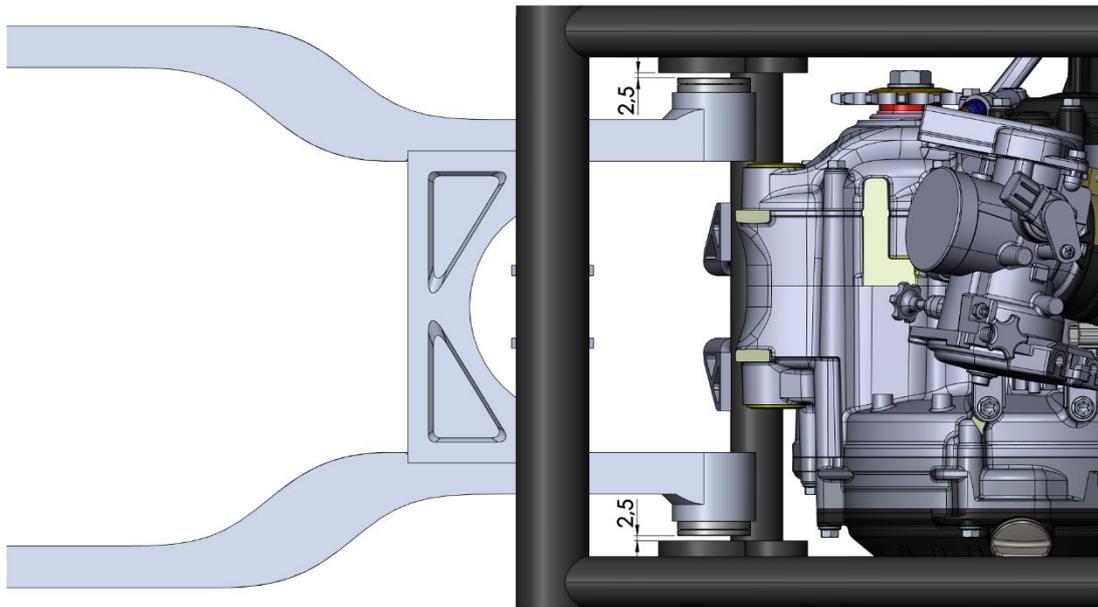


Ilustración 65 Versión 3: distancia entre chasis y basculante

Para la parte interna de las caras, un casquillo cilíndrico simple se encarga de relacionar los extremos de los dos brazos otorgando la resistencia necesaria para que no se deformen los brazos. Además, esta configuración permite el ensamblaje del basculante sin la necesidad de desmontar el amortiguador trasero.

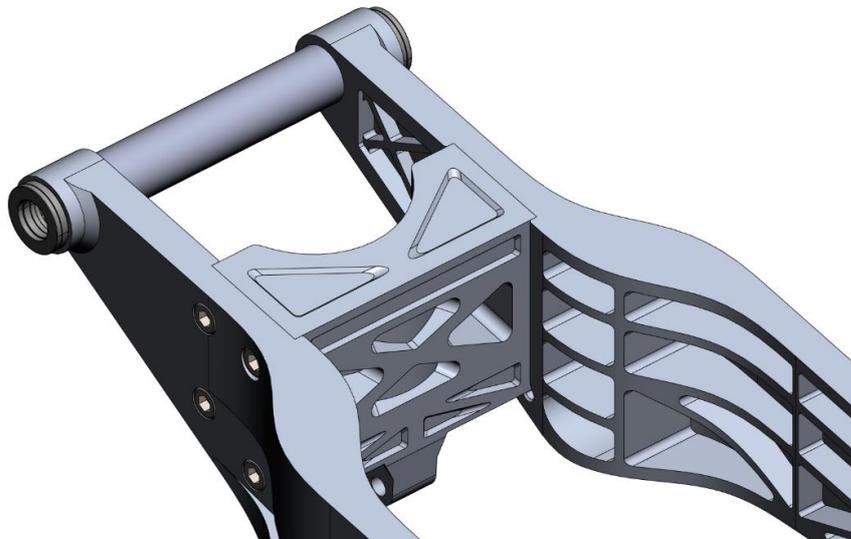


Ilustración 66 Versión 3: casquillo central eje pivot

En esta versión la parte trasera de los brazos, tienen una dimensión entre sus caras internas de 230 mm o de 226 mm si se mide desde los tensores. Esta última distancia será la dimensión funcional ya que de ella dependen las longitudes de los casquillos de la rueda.

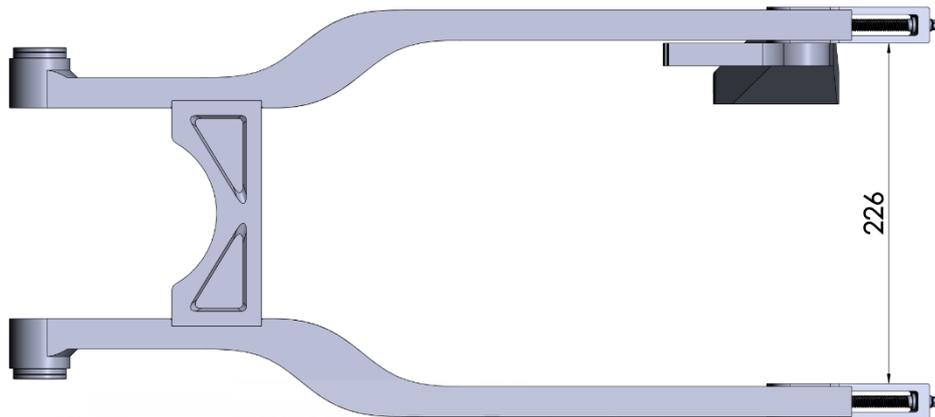


Ilustración 67 Versión 3: distancia entre tensores

Continuando con la cajera central, su diseño, en cuanto a dimensiones generales, es muy similar a su antecesor. Ahora, en vez de estar completamente embutida en los brazos, la cajera está enrasada con ellos en su parte superior. La parte inferior continúa con el mismo concepto de orejeta, siendo finalmente de 27 mm.

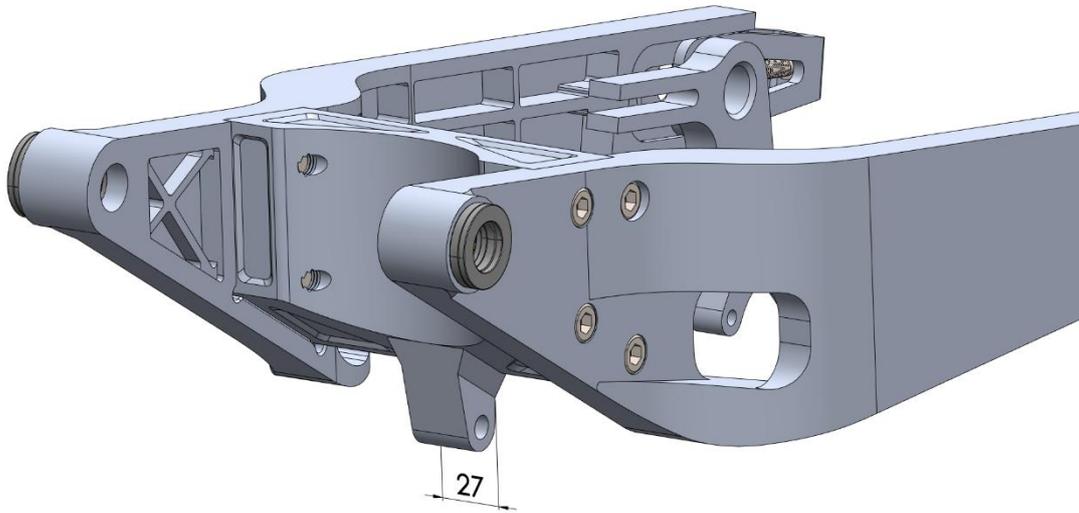


Ilustración 68 Versión 3: orejeta cajera

Presenta ocho agujeros roscados, cuatro pasantes y otros cuatro ciegos, de una profundidad de más de 33 mm, en los cuales se atornillan los tornillos de ensamblaje de M10x1.5. A diferencia con la otra versión, se ha aumentado el tamaño de los tornillos siendo anteriormente de M8.

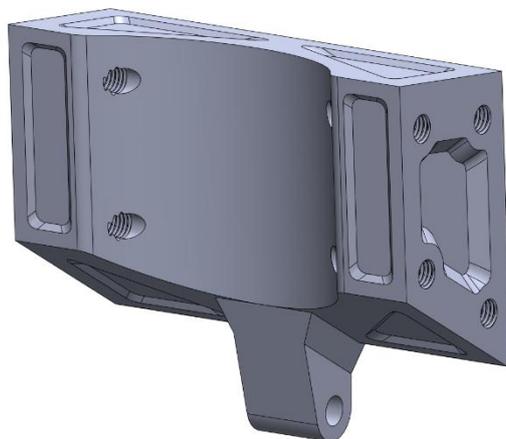


Ilustración 69 Versión 3: cajera

Por último, como se aprecia, esta versión ya presenta vaciados en todas su caras menos en la cilíndrica. Estos vaciados se adaptan a la morfología de la pieza de tal manera que, dependiendo de la cara y zona, presentan una profundidad distinta. También se han diseñado teniendo en mente la necesidad de poderse fabricar mediante una CNC de tres ejes.

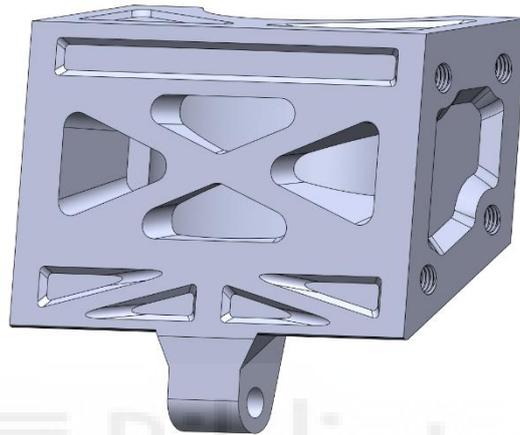


Ilustración 70 Versión 3: cajera parte trasera

Si nos centramos en los brazos, se aprecia una reducción del espesor del brazo, tanto en su parte delantera como trasera, pasando a ser ahora de 20 mm. Además en los extremos de traseros de los brazos, el espesor en la zona de los tensores de la cadena es ahora de 14 mm

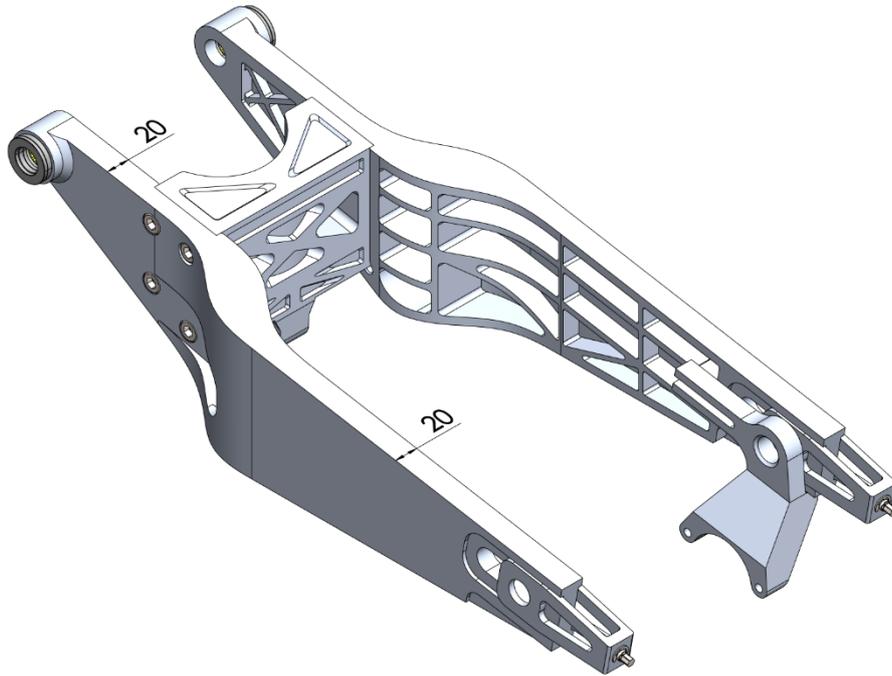


Ilustración 71 Versión 3: espesores de brazo

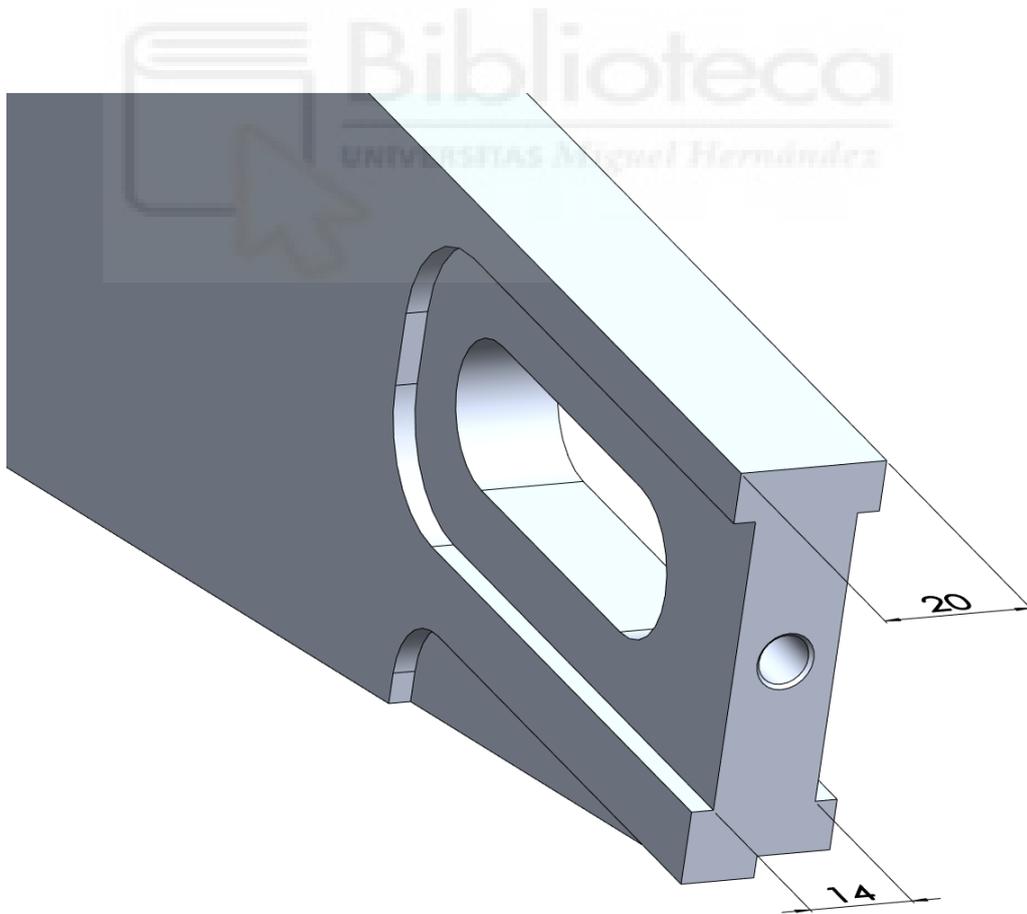


Ilustración 72 Versión 3: detalle espesor extremo del brazo

Continuando con la parte del brazo que aloja los rodamientos del eje pivot, esta consiste en un cilindro que sobresale del brazo, con una longitud total de 33 mm y un diámetro exterior de 40 mm, que mediante un biselado adquiere una mayor resistencia. Al igual que en la versión anterior, el rodamiento axial lleva una de sus pistas de rodadura dentro del basculante, para un ensamblado posterior más fácil.

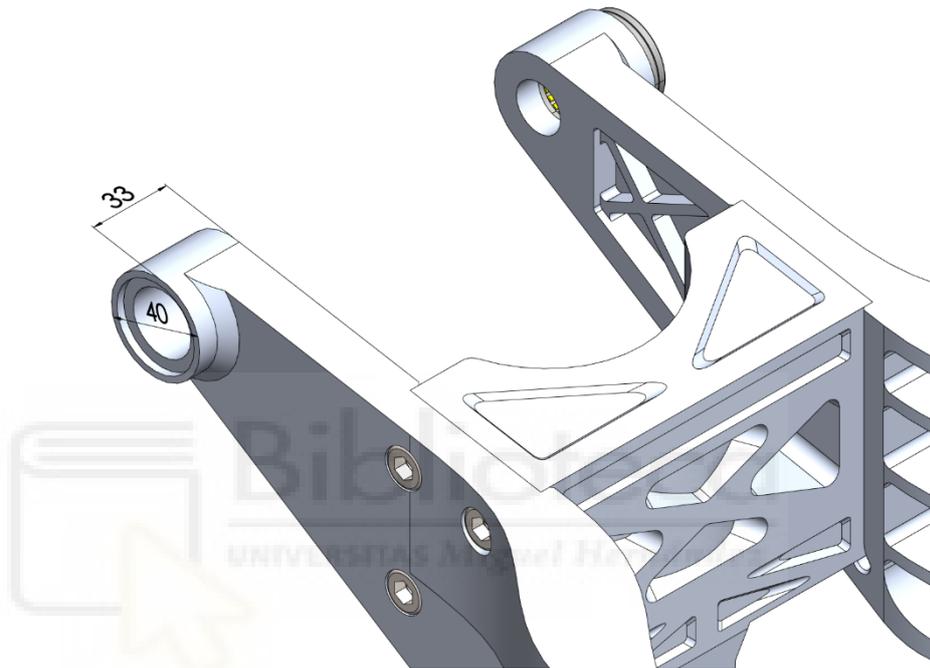


Ilustración 73 Versión 3: alojamiento rodamientos eje pivot

La zona del paso de la cadena se ha redimensionado nuevamente, dejando ahora un hueco de 40 mm de alto y 25 mm de ancho. Se ha reducido el tamaño de este hueco para evitar una excesiva retirada de material y que eso supusiera obtener un basculante débil. Como se verá más adelante, el tamaño actual del paso de la cadena permite conseguir una configuración de vaciados muy optimizada.

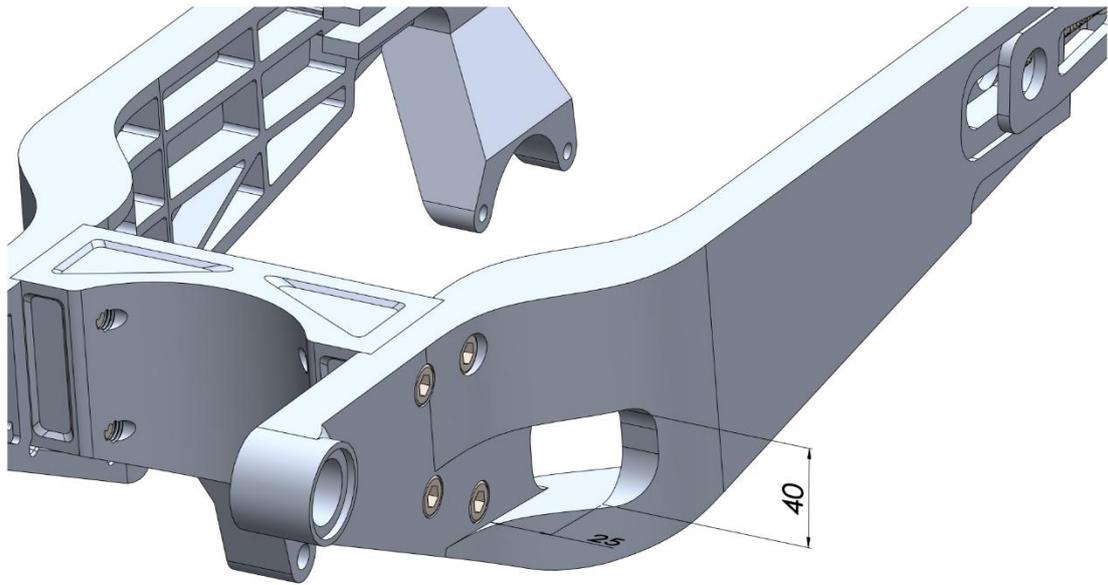


Ilustración 74 Versión 3: paso de cadena

En su parte exterior no existen más cambios con respecto a la versión anterior, salvo un pequeño vaciado pensado para instalar elementos auxiliares, como los soportes para el caballete o la aleta de tiburón.

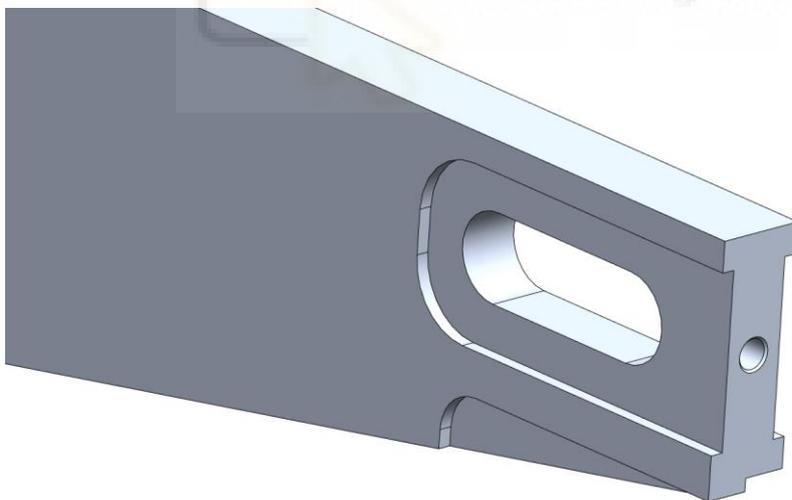


Ilustración 75 Versión 3: extremo del brazo

Si se le da la vuelta, en su parte interna, se pueden apreciar los diferentes vaciados.

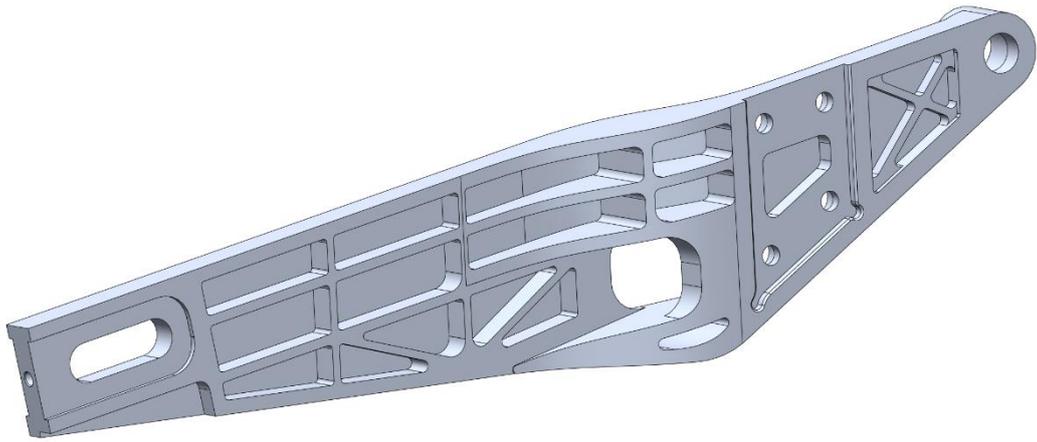


Ilustración 76 Versión 3: cara interna del brazo izquierdo

Comenzando de delante hacia atrás, existe un vaciado a dos profundidades, 7 mm y 10 mm, en forma de cruz de San Andrés.

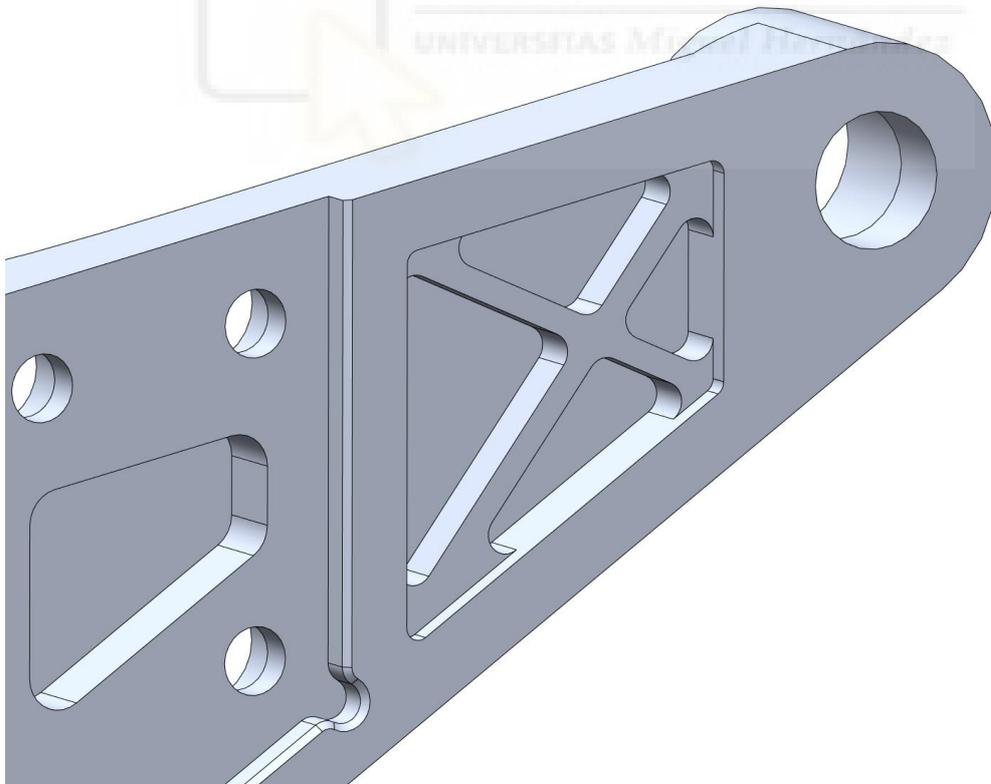


Ilustración 77 Versión 3: vaciados parte delantera

El siguiente vaciado que se encuentra es el de la cajera. Este se encarga de restringir y sujetar la cajera tanto en su montaje como durante su funcionamiento. Además, en su parte central presenta otro vaciado para aligerar aún más la pieza.

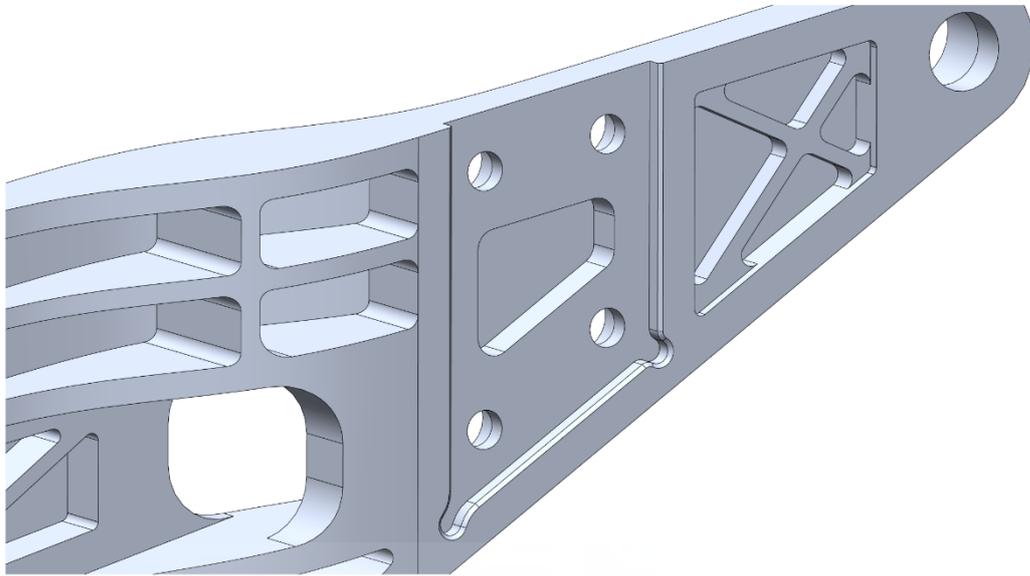


Ilustración 78 Versión 3: vaciados parte central

Continuando con la parte central y trasera, existe un vaciado a lo largo de la zona de transición hasta la zona de los tensores de la cadena. Como se aprecia, el vaciado tiene dos partes bien diferenciadas, la primera de ella, en la parte de arriba, se centra en trabajar a flexión horizontal, y la parte de abajo que se centra en trabajar a flexión vertical.

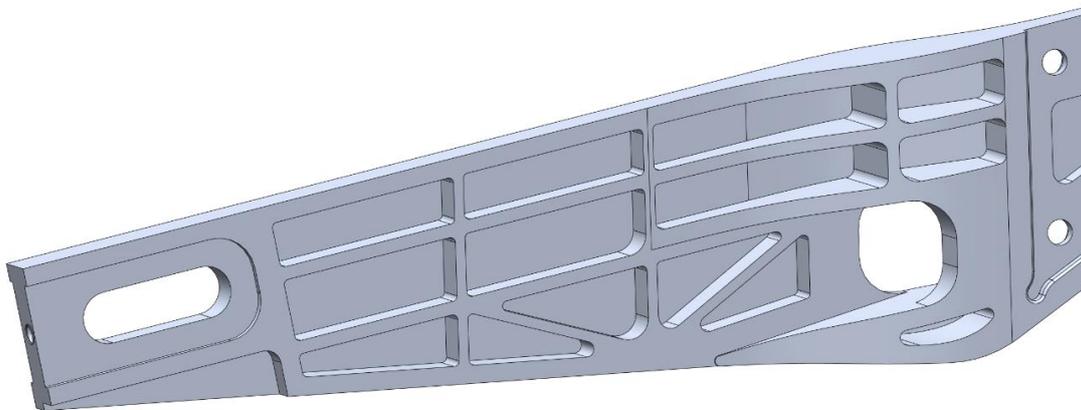


Ilustración 79 Versión 3: vaciados parte trasera

La primera de estas partes presenta unos vaciados rectangulares, cuya profundidad máxima de 41 mm deja un espesor de brazo de 5 mm tanto en su parte trasera como en la parte de la transición. Esta última parte es la que más material tiene y la que mayor peso tiene a la hora de resistir los esfuerzos del basculante.

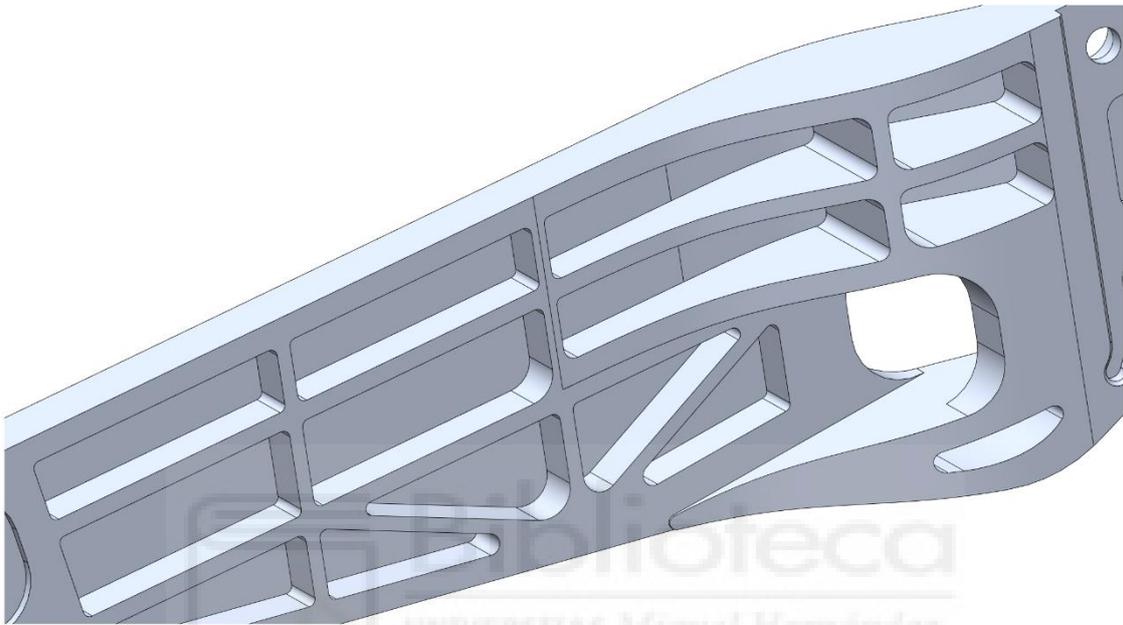


Ilustración 80 Versión 3: vaciados parte trasera superior

Por otro lado, la parte baja, de espesor constante presenta unos vaciados de 15 mm de profundidad con una morfología de celosía pensada para trabajar a flexión vertical, producida por ejemplo por un bache en la calzada.

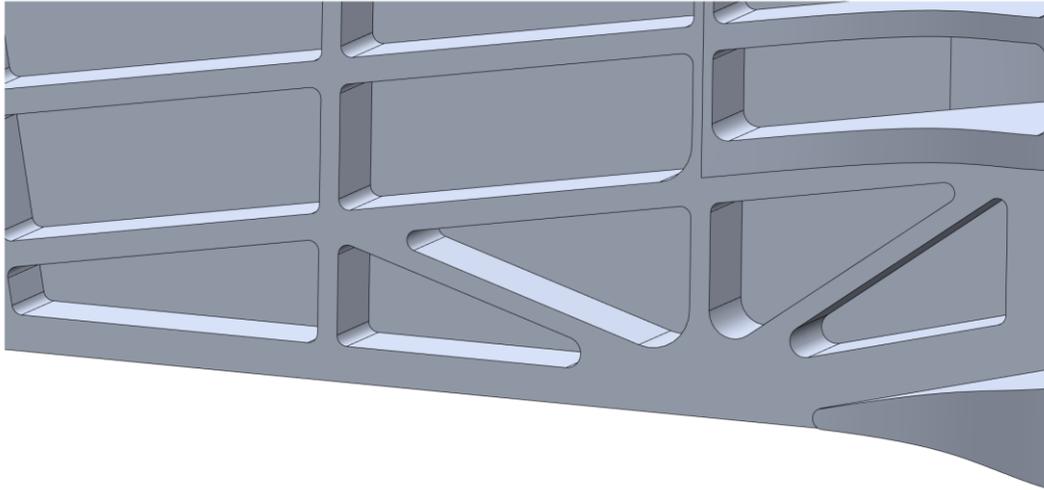


Ilustración 81 Versión 3: vaciados parte trasera inferior

Como resultado de los vaciados, aparecen unas diagonales y portantes, con un espesor de 5 mm para los elementos horizontales y de 4 mm para los elementos verticales y diagonales.

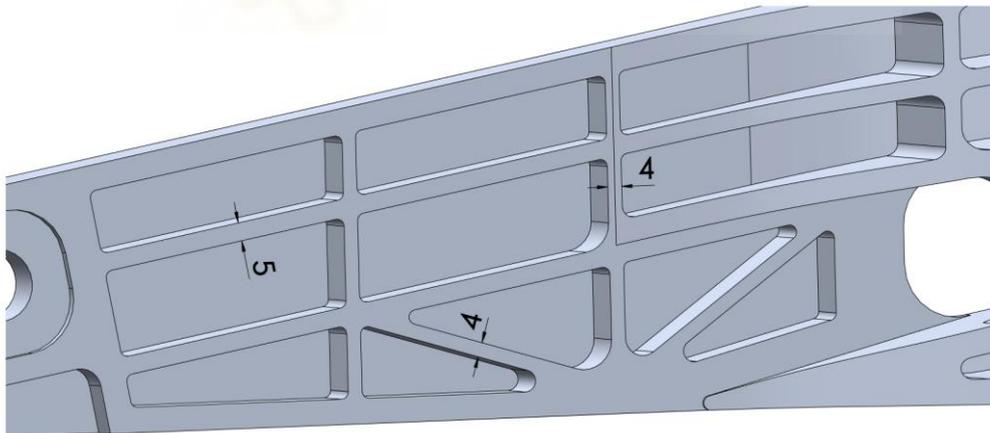


Ilustración 82 Versión 3: detalle vaciados brazo izquierdo

Por último, existen dos vaciados más en el brazo, ambos con la misión de aligerar más el brazo.

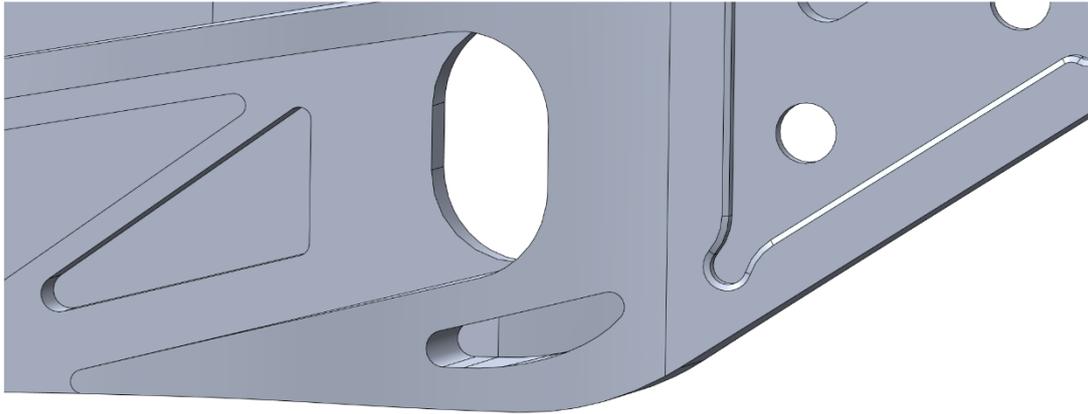


Ilustración 83 Versión 3: uno de los vaciados adicionales

El brazo derecho del basculante persigue no diferenciarse más de lo estrictamente necesario de su homólogo izquierdo. En este caso la única diferencia entre brazos es el vaciado de la parte central y trasera. Al no haber hueco de la cadena, la parte inferior del brazo cambia ligeramente, pero sigue estando diseñada para trabajar a flexión vertical usando una configuración de celosía. Estos vaciados tienen una profundidad máxima de 41 mm.

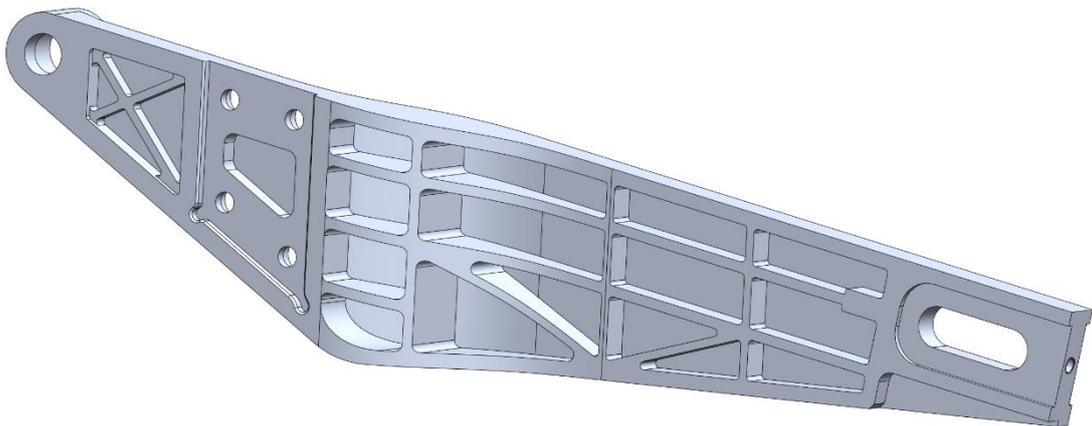


Ilustración 84 Versión 3: cara interna brazo derecho

Una pequeña diferencia frente al otro brazo es la presencia de un área rectangular no vaciada cercana al tensor. Esta superficie se usará para el portapinzas de freno. Otra geometría relacionada con el portapinzas es el vaciado presente en el extremo trasero del brazo. Una de las caras de este vaciado se usará para restringir la rotación de la pinza cada vez que se accionen los frenos. Esta cara está diseñada de tal manera que permite al portapinzas desplazarse la misma distancia que recorre en la ranura del eje trasero.



Ilustración 85 Versión 3: detalle área de bloqueo del portapinzas de freno

En cuanto a los tensores de la cadena, solo se han modificado alguna de sus dimensiones. Al cambiar el espesor del brazo, se ha redimensionado la distancia entre sus caras internas, pasando a ser de 14 mm. El espesor de la pieza también se ha reducido 2 mm siendo ahora de 5 mm, aunque si conserva el espesor de 8 mm en su parte central. Esta reducción de tamaño ha sido posible por el cambio de material de fabricación, utilizándose ahora acero AISI 304.

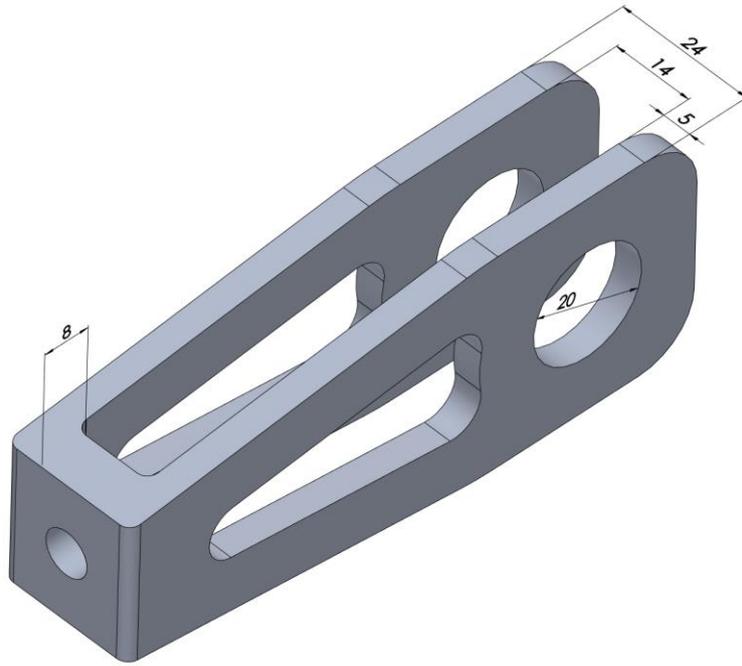


Ilustración 86 Versión 3: tensor de cadena

Continuando con el perno del tensor de la cadena, en la versión anterior no estaba claro el tipo de circlip que se iba a utilizar. Finalmente se ha utilizado el tipo E (DIN 6799), y el extremo del perno se ha diseñado teniendo en cuenta las dimensiones necesarias para alojar el circlip.

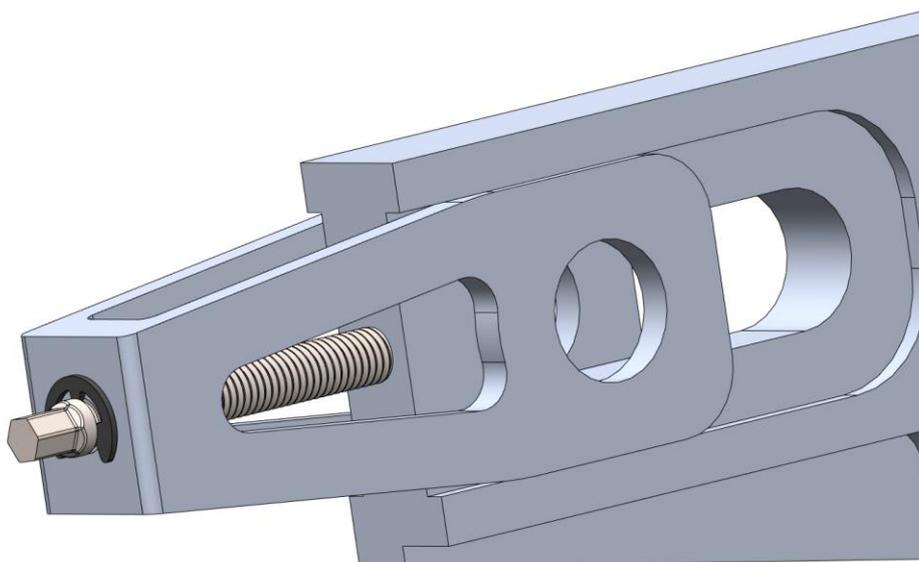


Ilustración 87 Versión 3: detalle ensamblaje del tensor de cadena

Por ello, el tensor presenta ahora una ranura en su parte cilíndrica, de 7 mm de diámetro y 0,94 mm de ancho, tal y como indica la documentación del circlip. Por último, como las dimensiones del tensor han cambiado, la valona del perno se ha adaptado pasando a ser de 11 mm de diámetro para poder apoyar en su totalidad en el tensor.

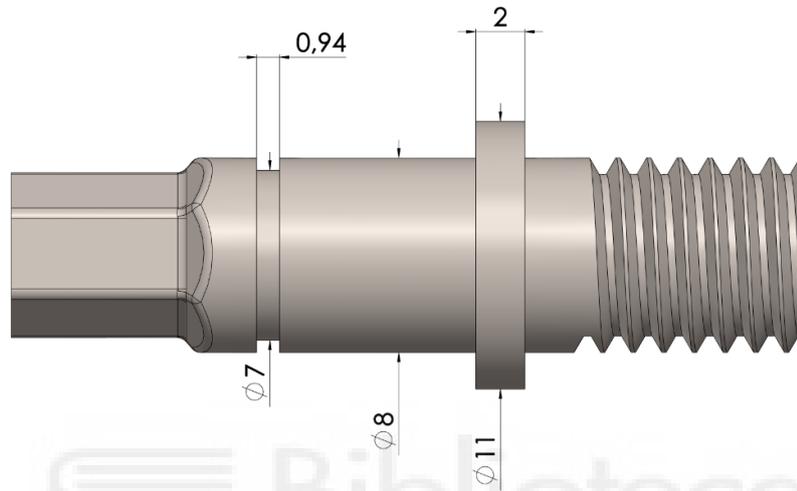


Ilustración 88 Versión 3: cotas del perno del tensor de cadena

Es en esta versión, la primera vez que aparece la pieza porta pinza de freno. Se trata de una pieza cuya función principal es relacionar la pinza de freno con el basculante, y además ser siempre solidaria al movimiento del eje trasero, por tanto, debe ser concéntrica al eje.

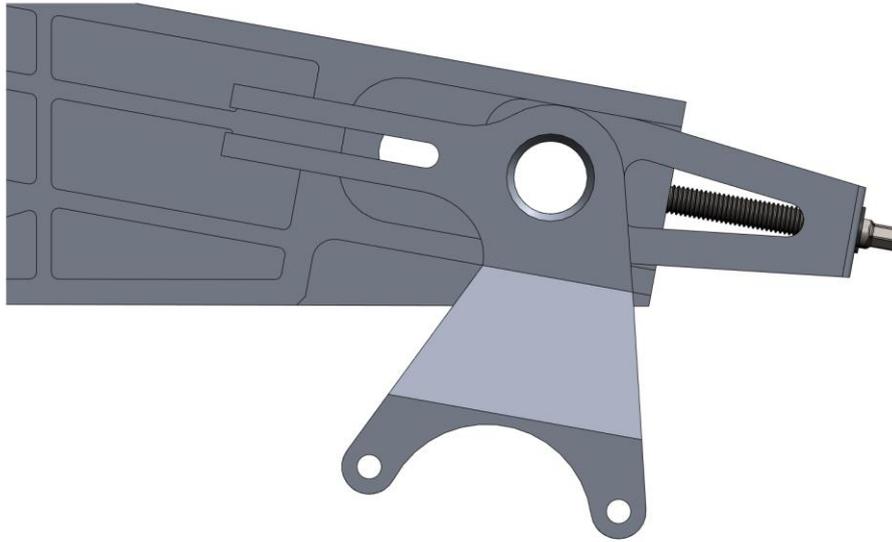


Ilustración 89 Versión 3: detalle ensamblaje de portapinzas de freno (1)

Para permitir el frenado de la moto, el portapinzas tiene que permanecer inmóvil durante la frenada y contrarrestar el giro que provoca el disco cuando las pastillas de la pinza lo muerden. Para ello, se establece un área de contacto, de 394,25 mm², entre la pieza y el basculante que sirve como elemento de restricción del giro.

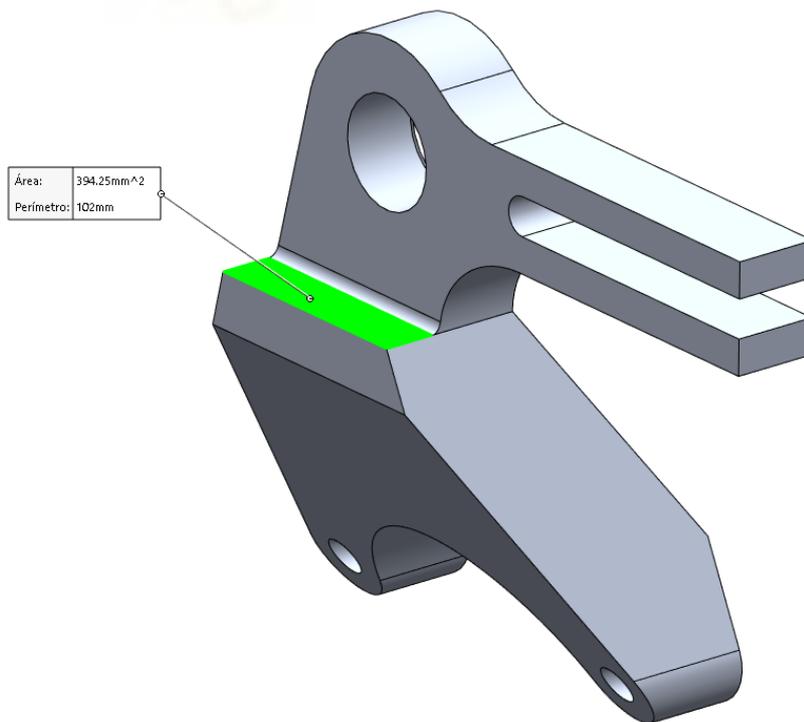


Ilustración 90 Versión 3: área de bloque de rotación

Adicionalmente, y para evitar que la pinza se caiga del basculante cuando no esté instalado el eje trasero, se ha dispuesto una ranura que, junto con dos tornillos ubicados en el brazo del basculante, todavía no incluidos en el diseño, restringen la pinza, dejándola con sólo un grado de libertad funcional en la dirección de la ranura del tensor de la cadena

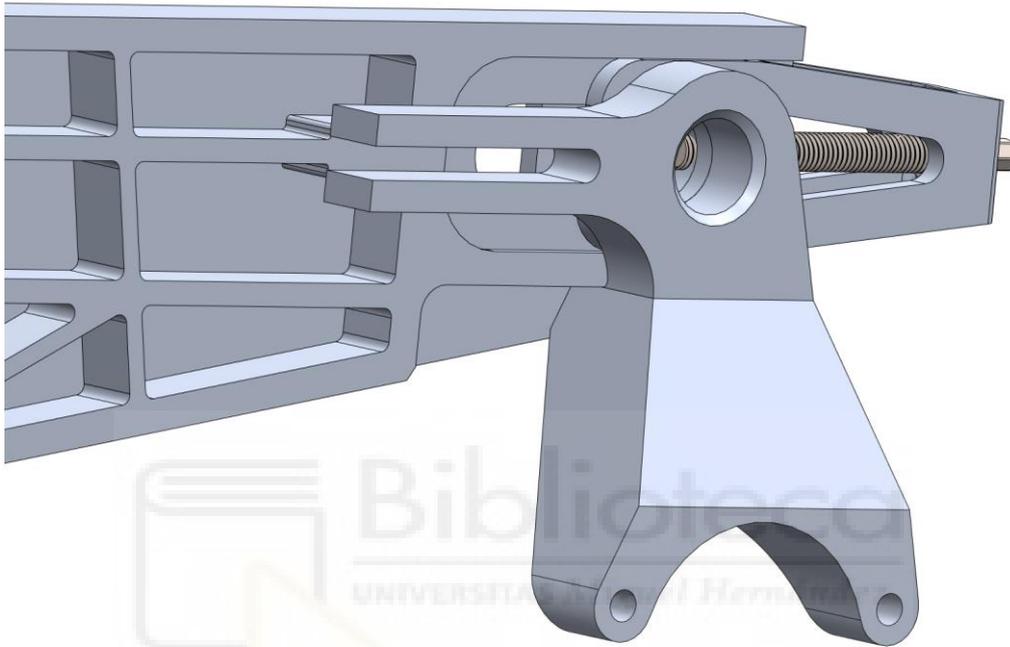


Ilustración 91 Versión 3: detalle ensamblaje de portapinzas de freno (2)

Con este diseño, la pinza de freno queda ubicada en la parte de abajo del disco, a una distancia de 40,38 mm del brazo del basculante. Al ser la primera versión del portapinzas, no queda del todo definido el anclaje de la pinza.

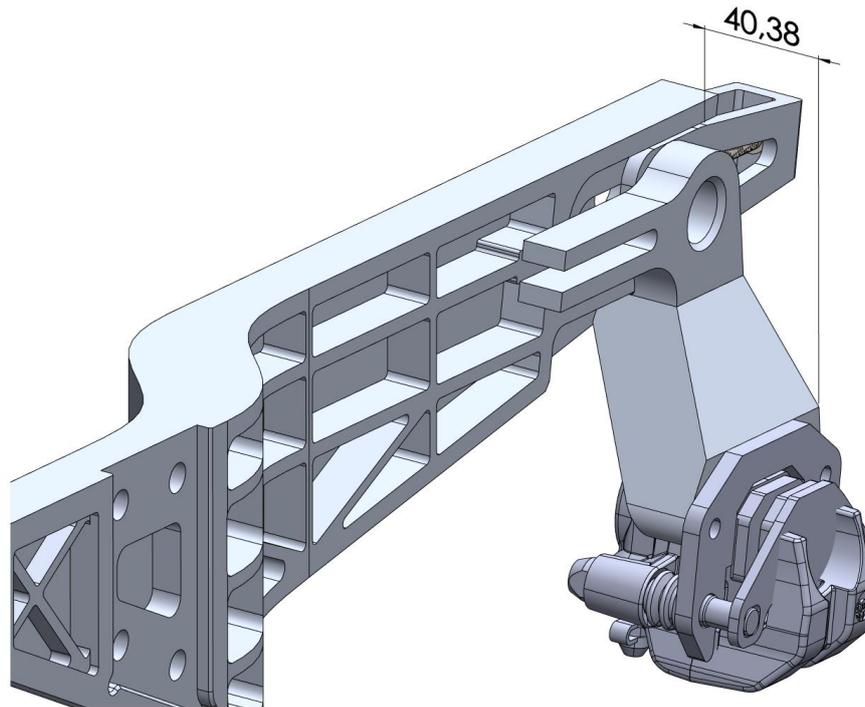


Ilustración 92 Versión 3: distancia entre basculante y pinza

Por último, los casquillos aparecen también por primera vez, siendo necesarios en los dos ejes del basculante. Comenzando por los del eje pívot, solo son necesarios tres casquillos: dos para los rodamientos axiales y uno central para la distancia entre brazos.

Continuando con los del eje trasero, para salvar la distancia entre la rueda y el basculante se han necesitado solo dos casquillos, uno para cada rueda.

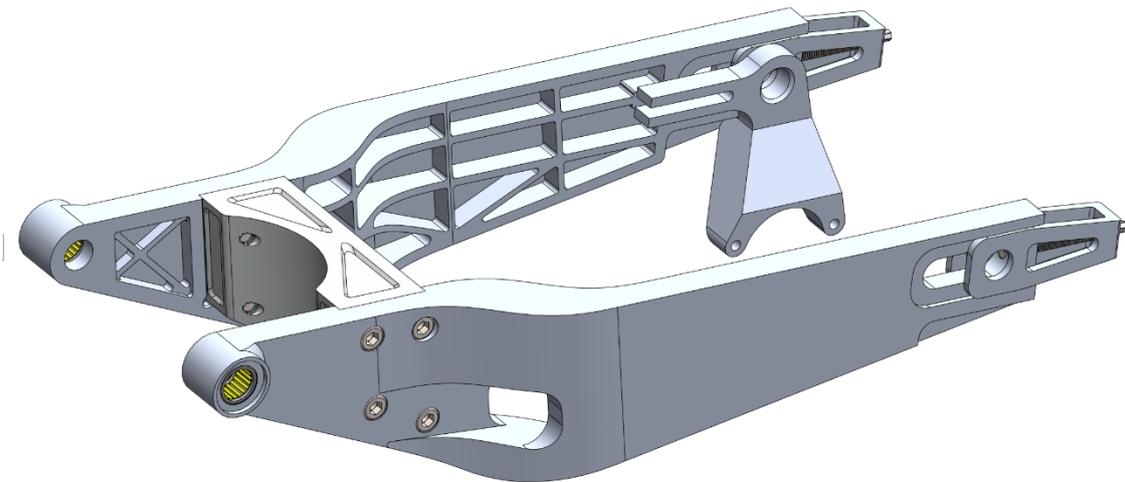


Ilustración 93 Versión 3: ensamblaje

Esta versión del basculante sienta un precedente, ya que el modelo está lo suficientemente definido como para utilizarlo como sujeto de pruebas en las simulación de comportamiento. Por lo tanto, a partir de este punto, no se van a realizar cambios en el basculante, sino evoluciones y ajustes con tal de conseguir resultados positivos en las simulaciones.

3.5. Simulaciones

Recordando las simulaciones previstas a realizar en el prototipo del basculante, por una parte las correspondientes a las pruebas estáticas de validación realizadas por la organización en la competición, siendo las pruebas de prensa hidráulica vertical y horizontal. Por otra parte, están las simulaciones que emulan las situaciones que se encontrará el basculante mientras rueda en pista, estas son: aceleración máxima sin perder la rueda delantera, aceleración máxima sin perder agarre y paso por curva.

3.5.1. Prueba estática de prensa hidráulica horizontal

Comenzando por la prueba de prensa hidráulica horizontal, el movimiento del modelo se ha restringido mediante la fijación de las caras cilíndricas de los ejes del anclaje de las bieletas y del eje pivot, quedando así completamente restringido.

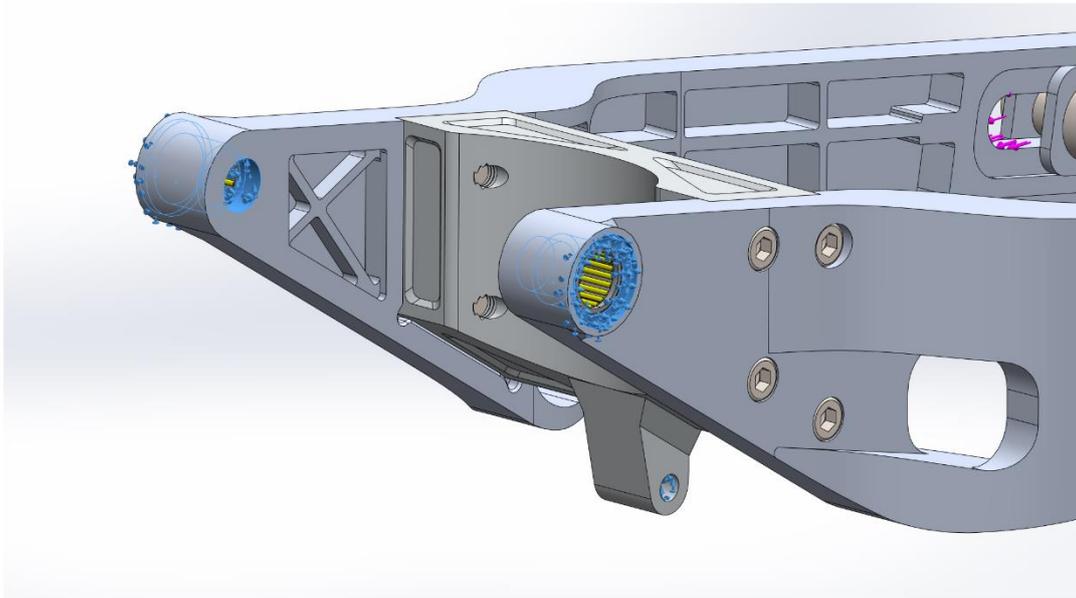


Ilustración 94 Prensa hidráulica horizontal: restricciones

En cuanto a las cargas aplicadas en la simulación, calculadas anteriormente, son las siguientes:

$$R'_H = 4500 \text{ N}$$

$$N'_{SR} = 1237,5 \text{ N}$$

Con R'_H aplicado en la ranura de los extremos de los brazos, con dirección paralela al suelo y con sentido hacia delante y N'_{SR} aplicado en el eje trasero, perpendicular al suelo y en sentido ascendente.

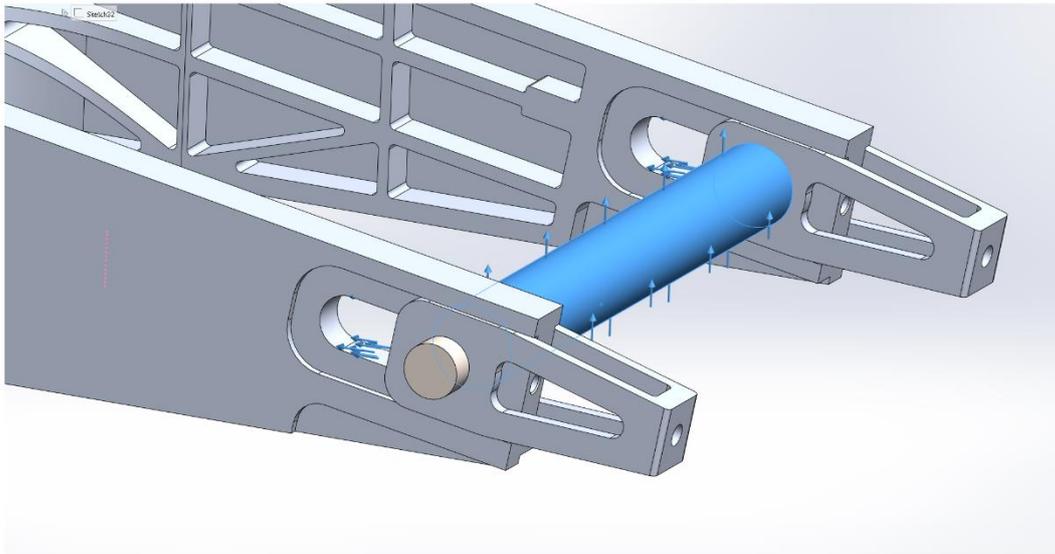


Ilustración 95 Prensa hidráulica horizontal: cargas aplicadas

Dando como resultados los siguientes valores.

3.5.1.1. Tensión de Von Mises

Dando un valor de tensión máxima de $3,5E+07$ N/m² en la arista de unos de los agujeros de los tornillos de ensamblaje, en la zona de transición

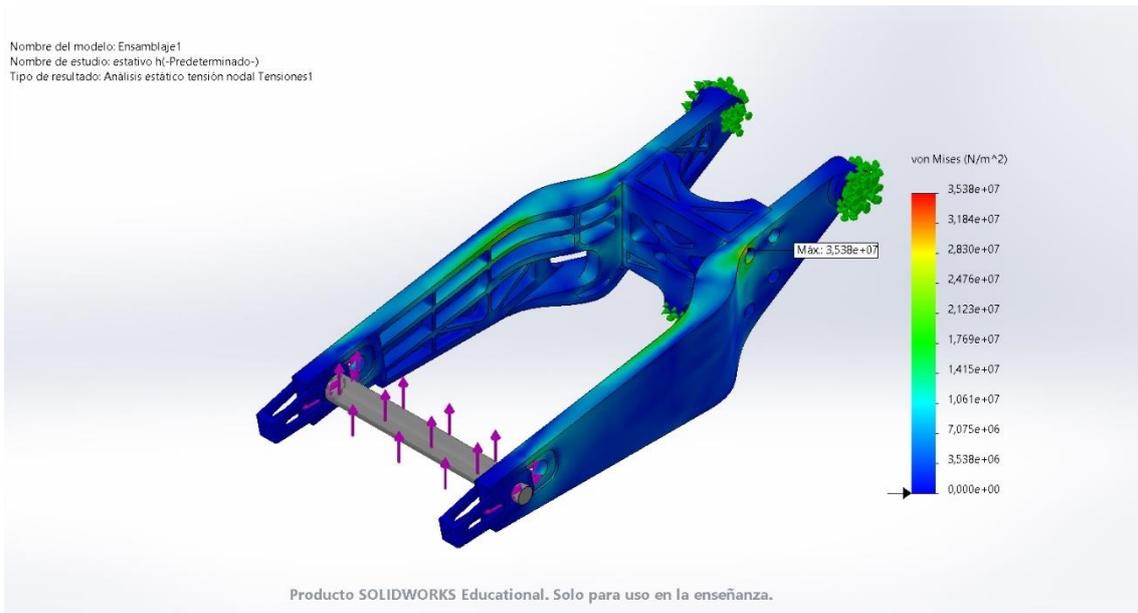


Ilustración 96 Prensa hidráulica horizontal: resultados Tensión de Von Mises

3.5.1.2. Desplazamiento

Dando un valor de desplazamiento máximo de 0,3 mm en el extremo del brazo.

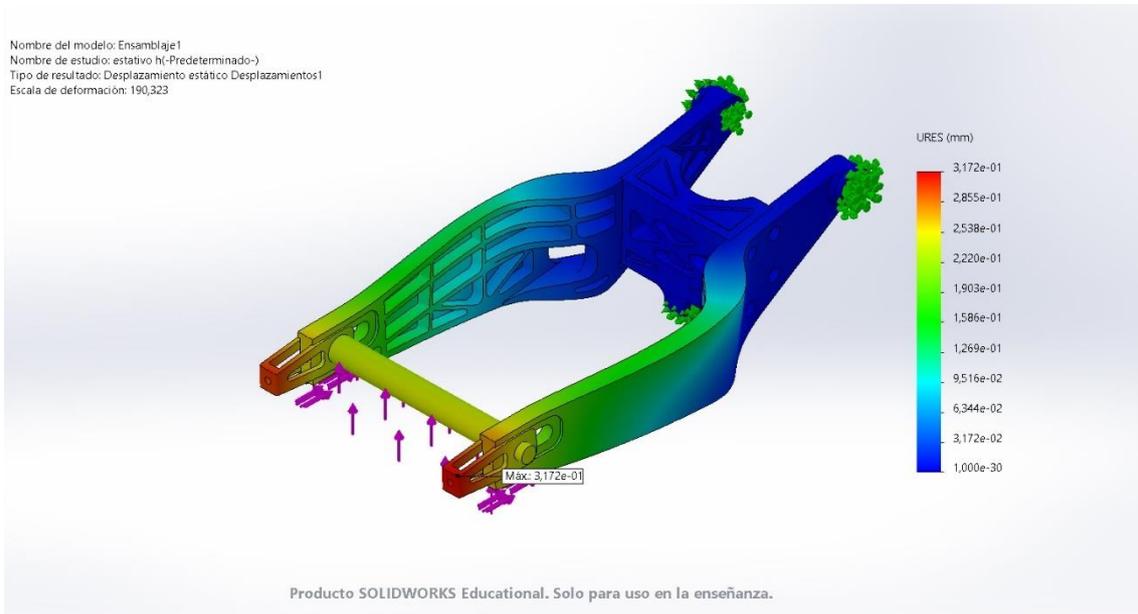


Ilustración 97 Prensa hidráulica horizontal: resultados Desplazamiento

3.5.1.3. Factor de seguridad

Dando como resultado un valor mínimo de más de 6 puntos, ubicado en la zona de mayor tensión.

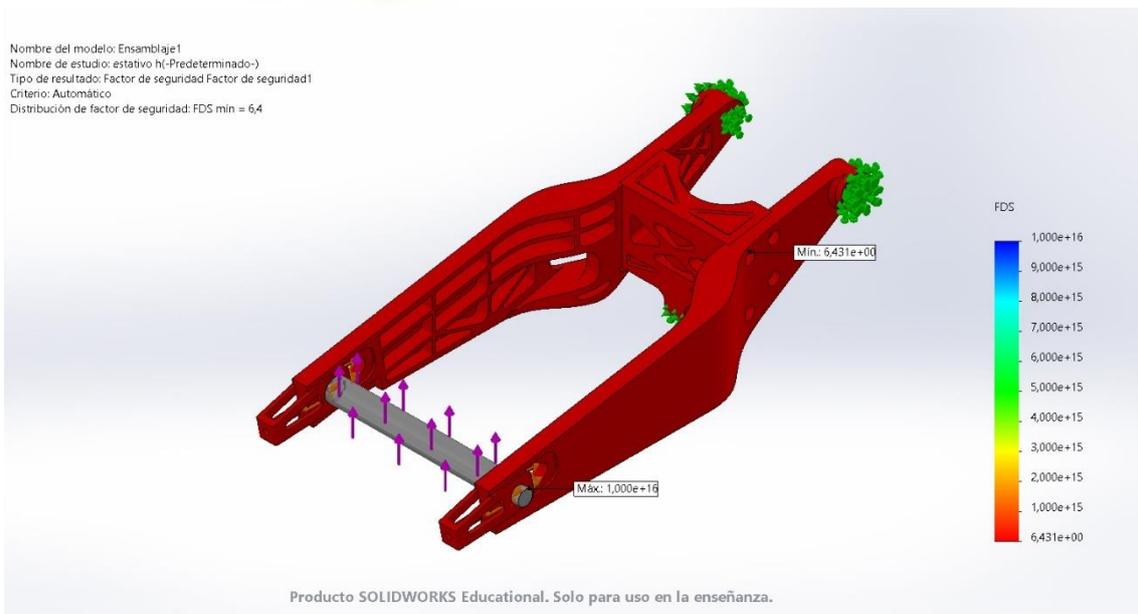


Ilustración 98 Prensa hidráulica horizontal: resultados Factor de Seguridad

3.5.2. Prueba estática de prensa hidráulica vertical

Continuando por la prueba de prensa hidráulica vertical, el movimiento del modelo se ha restringido mediante las mismas fijaciones del caso anterior, quedando restringido por las caras cilíndricas de los ejes pívot y de las bieletas.

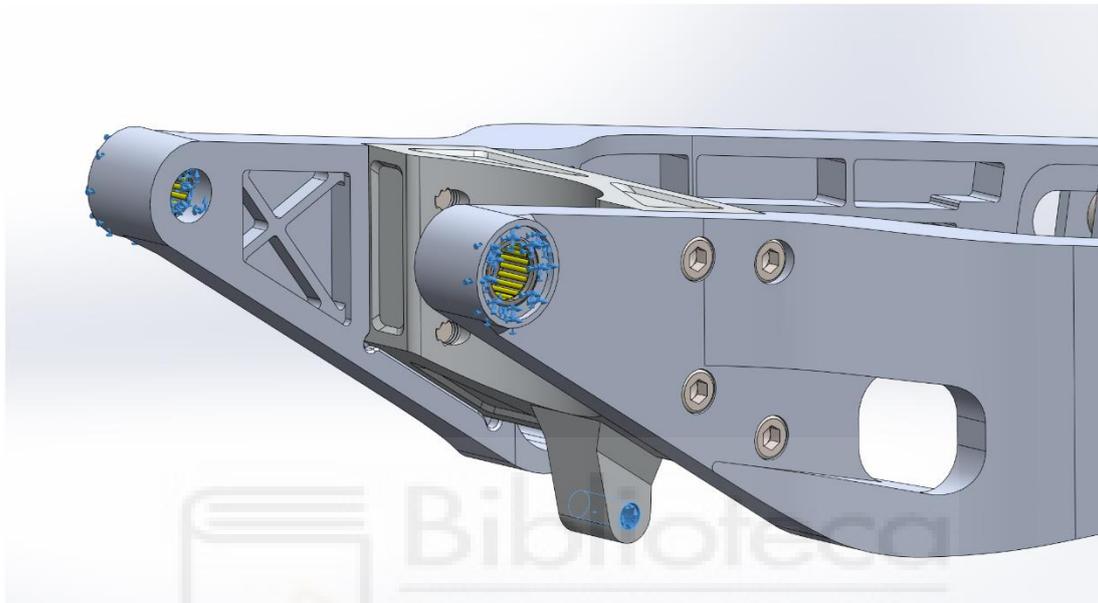


Ilustración 99 Prensa hidráulica vertical: restricciones

En cuanto a las cargas aplicadas en la simulación, calculadas anteriormente, son las siguientes:

$$N'_{SR} = 4372,5 \text{ N}$$

Con N_{SR}' aplicado en el eje trasero, perpendicular al suelo y en sentido ascendente.

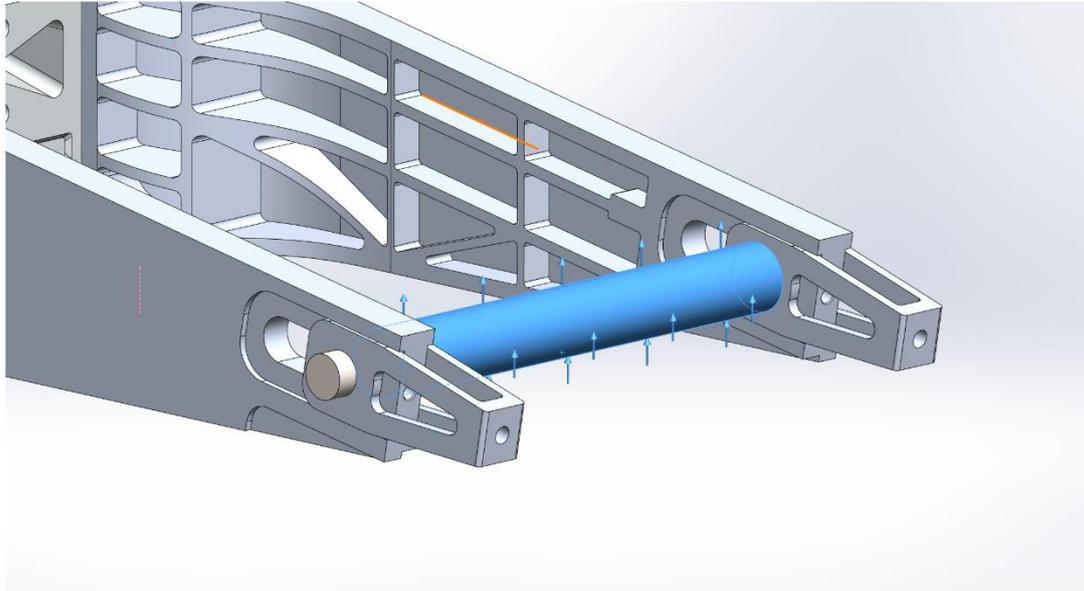


Ilustración 100 Prensa hidráulica vertical: cargas aplicadas

Dando como resultados los siguientes valores.

3.5.2.1. Tensión de Von Mises

Dando un valor de tensión máxima de $1,4E+08 \text{ N/m}^2$ en el redondeo de arista de uno de los vaciados de la zona de transición del brazo izquierdo.

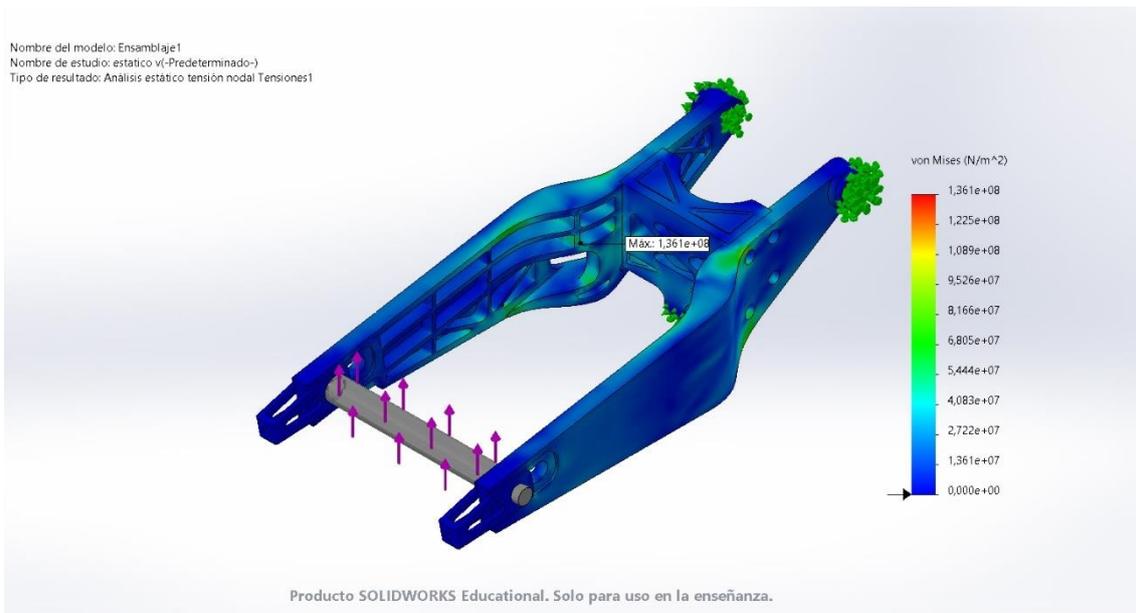


Ilustración 101 Prensa hidráulica vertical: resultados Tensión de Von Mises

3.5.2.2. Desplazamiento

Dando un valor de desplazamiento máximo de 1,9 mm en el extremo del brazo.

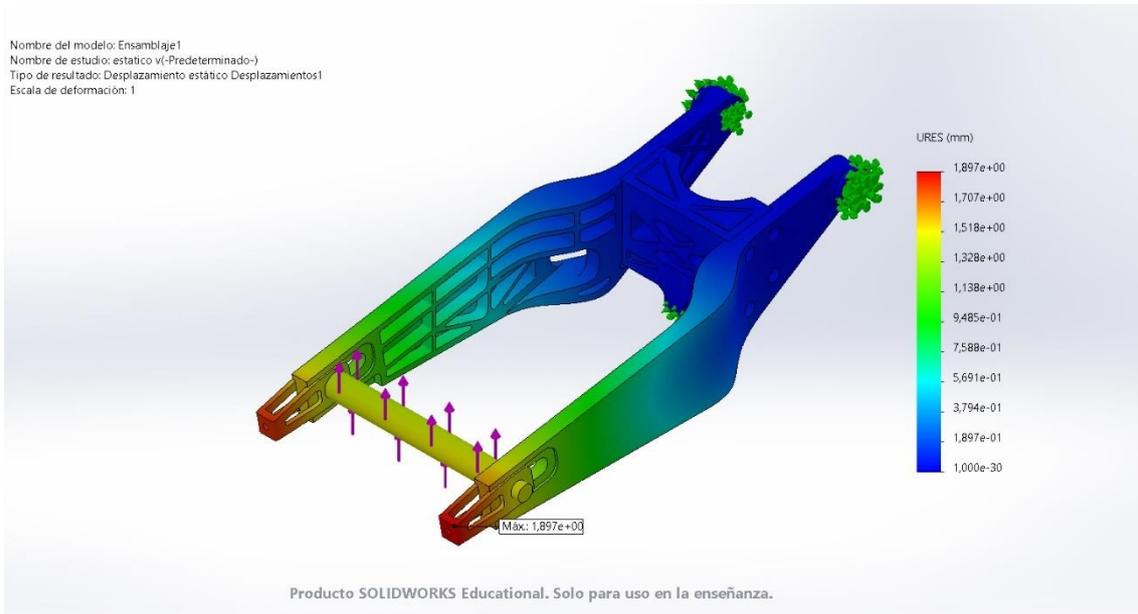


Ilustración 102 Prensa hidráulica vertical: resultados Desplazamiento

3.5.2.3. Factor de seguridad

Dando como resultado un valor mínimo de más de 1,6 puntos, ubicado en la zona de mayor tensión.

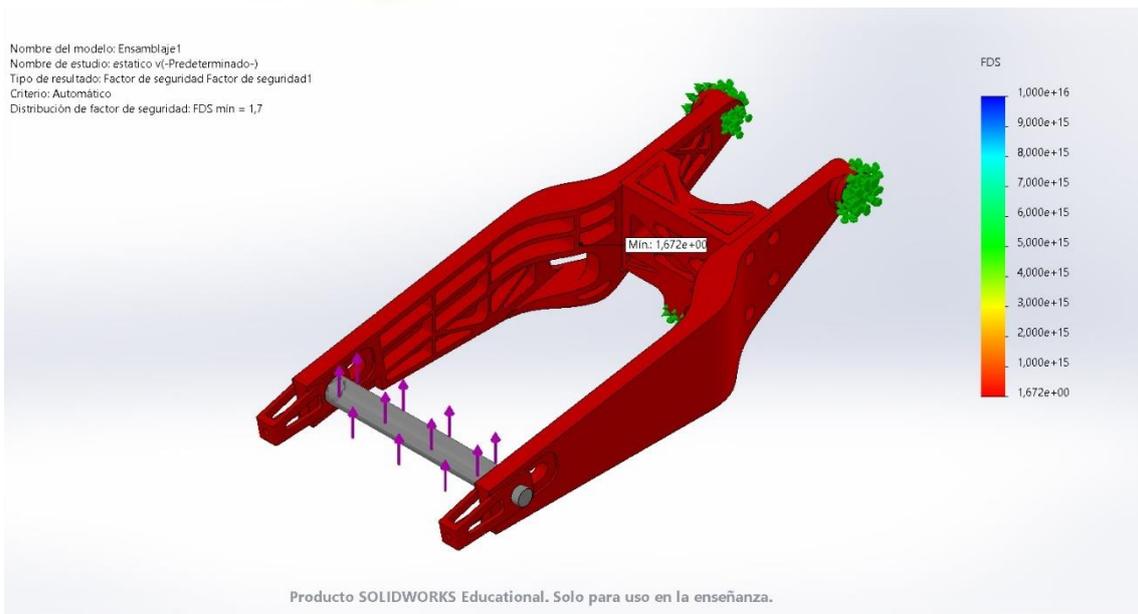


Ilustración 103 Prensa hidráulica vertical: resultados Factor de Seguridad

3.5.3. Prueba dinámica de aceleración máxima hasta pérdida de contacto de la rueda delantera o wheelie

Comenzando con las pruebas dinámicas, y en concreto con la prueba de aceleración máxima hasta perder el contacto de la rueda delantera con el suelo, el movimiento del modelo se ha restringido igual que en los anteriores casos.

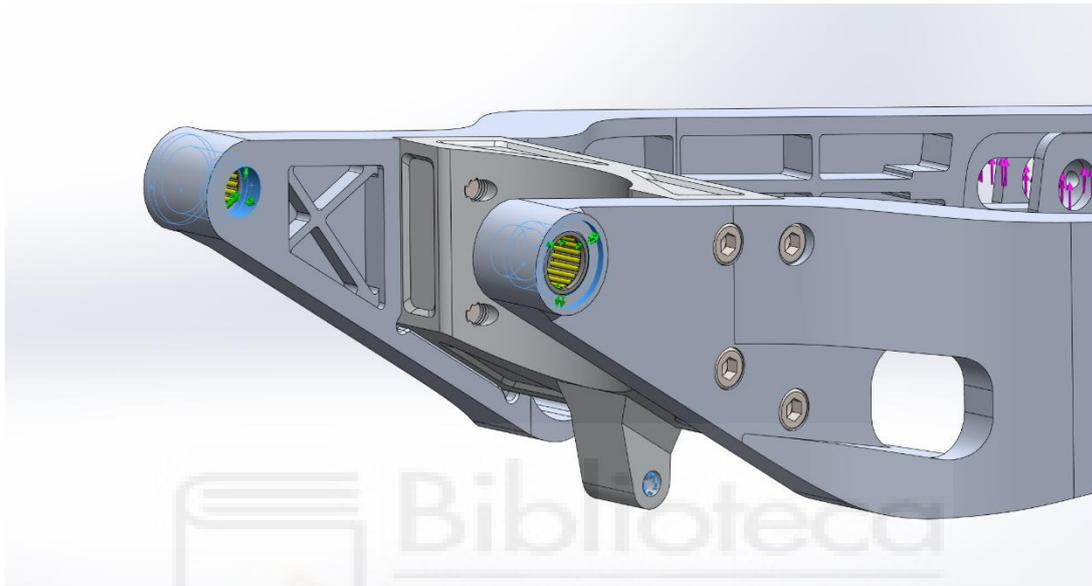


Ilustración 104 Aceleración máxima hasta wheelie: restricciones

En cuanto a las cargas aplicadas en la simulación, calculadas anteriormente, son las siguientes:

$$N'_R = 4050 \text{ N}$$

Con N'_R aplicado tanto en las caras cilíndricas del tensor de la cadena como en la cara superior de la ranura del tensor. Teniendo una dirección perpendicular al suelo y sentido ascendente.

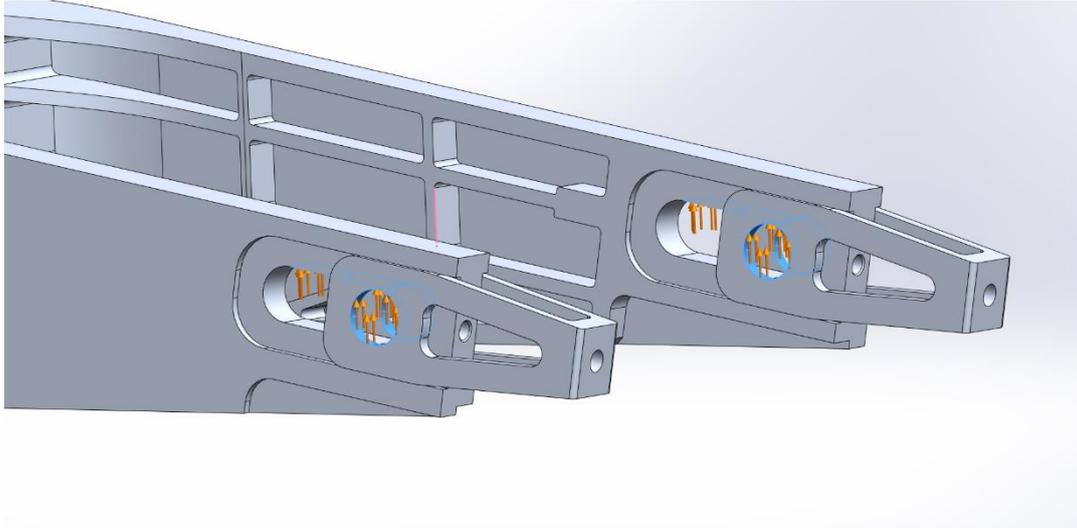


Ilustración 105 Aceleración máxima hasta wheelie: cargas aplicadas

Dando como resultados los siguientes valores.

3.5.3.1 Tensión de Von Mises

Dando un valor de tensión máxima de $1,3E+08$ N/m² en el redondeo de arista de uno de los vaciados de la zona de transición del brazo derecho

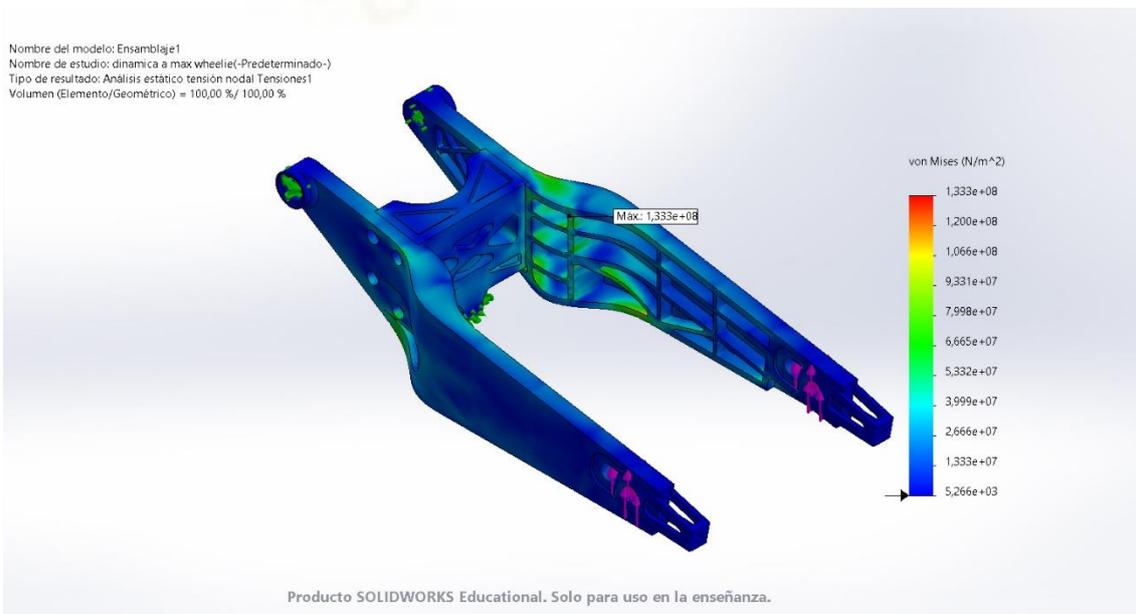


Ilustración 106 Aceleración máxima hasta wheelie: resultados Tensión de Von Mises

3.5.3.2 Desplazamiento

Dando un valor de desplazamiento máximo de 2,3 mm en el extremo del brazo.

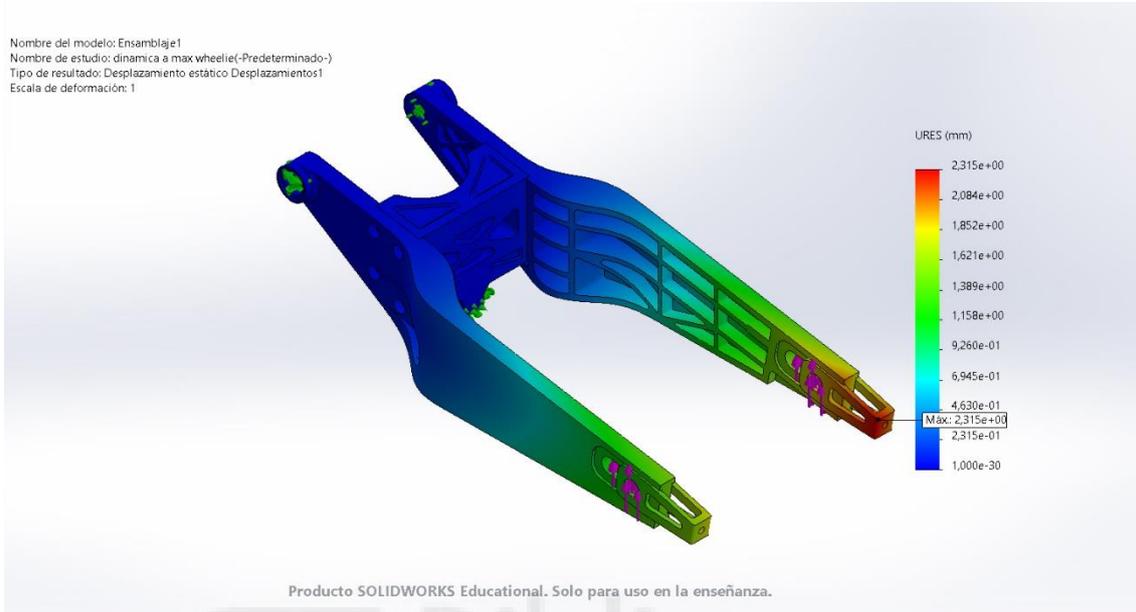


Ilustración 107 Aceleración máxima hasta wheelie: resultados Desplazamiento

3.5.3.3 Factor de seguridad

Dando como resultado un valor mínimo de 1,7 puntos, ubicado en la zona de mayor tensión.

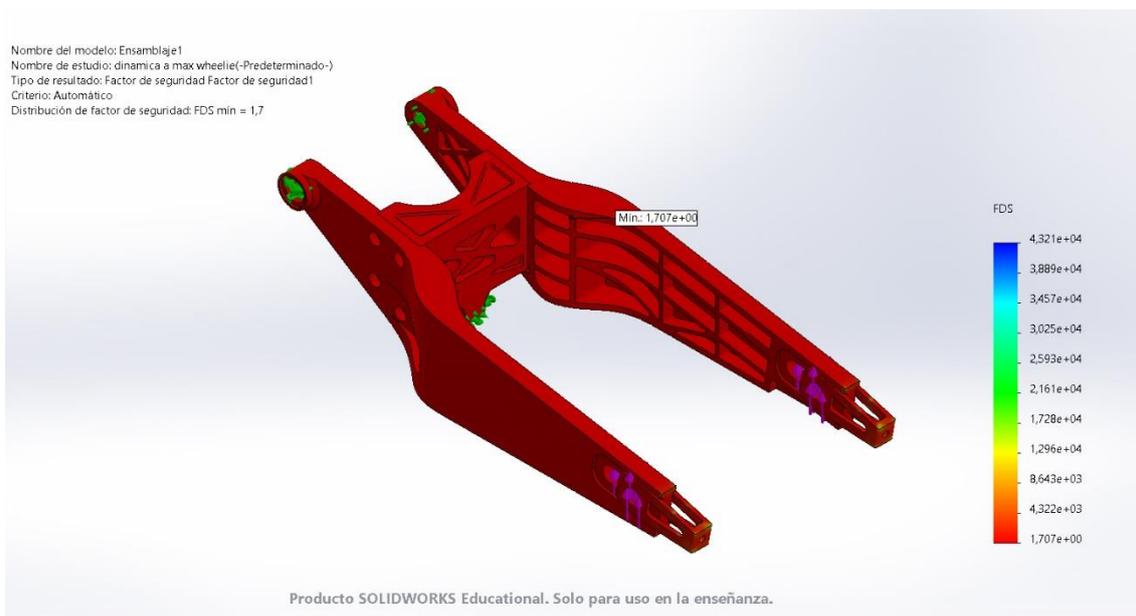


Ilustración 108 Aceleración máxima hasta wheelie: resultados Factor de Seguridad

3.5.4. Prueba dinámica de aceleración máxima hasta pérdida de agarre

Continuando con la prueba de aceleración máxima hasta perder el agarre de la rueda delantera con el suelo, el movimiento del modelo se ha restringido igual que en los anteriores casos.

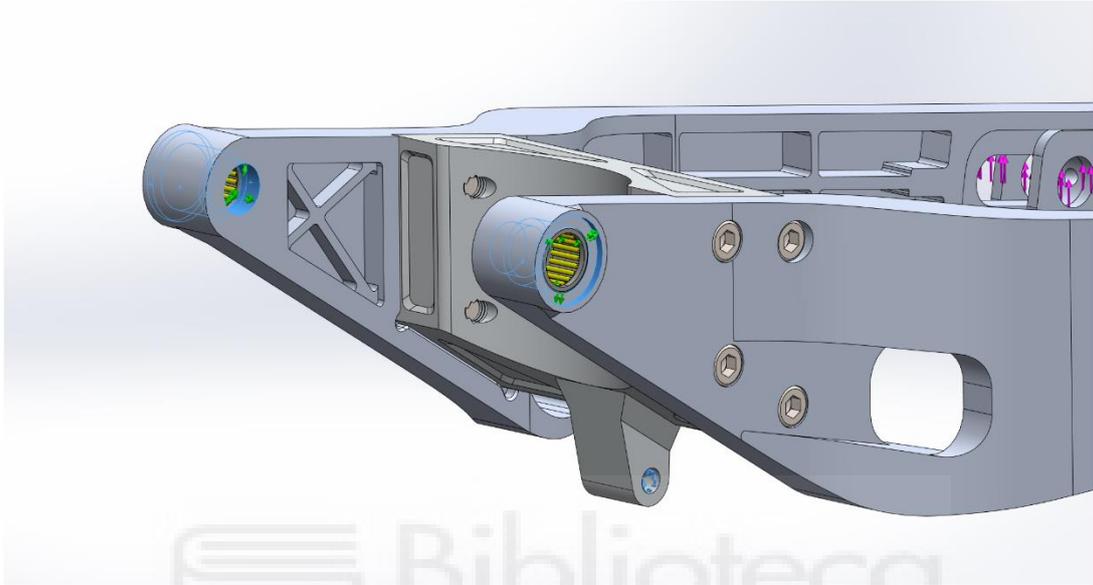


Ilustración 109 Aceleración máxima hasta pérdida de agarre: restricciones

En cuanto a las cargas aplicadas en la simulación, calculadas anteriormente, son las siguientes:

$$N'_R = 4698 \text{ N}$$

Con N_R' aplicado como en el caso anterior, en las caras cilíndricas del tensor de la cadena y en la cara superior de la ranura del tensor. Teniendo una dirección perpendicular al suelo y sentido ascendente.

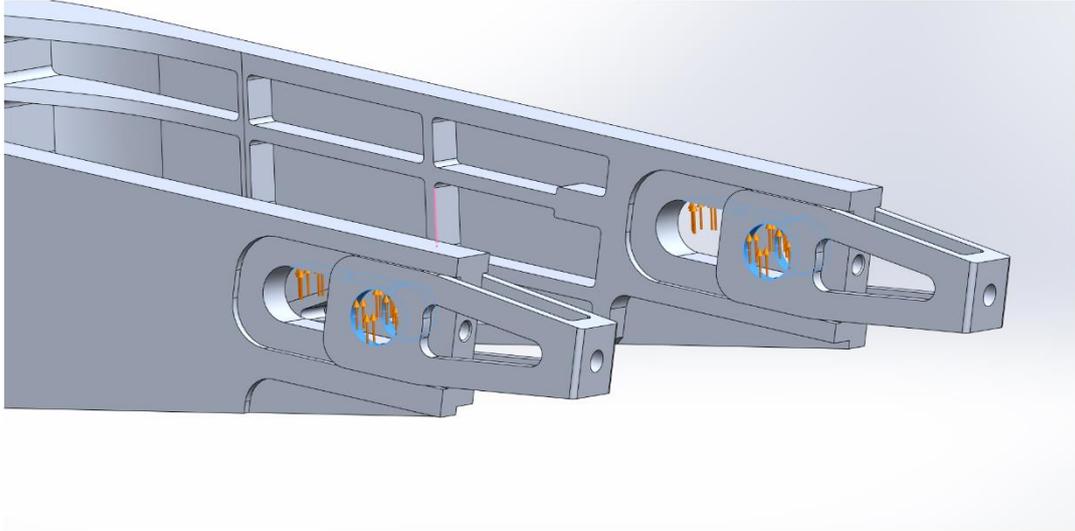


Ilustración 110 Aceleración máxima hasta pérdida de agarre: cargas aplicadas

Dando como resultados los siguientes valores.

3.5.4.1. Tensión de Von Mises

Dando un valor de tensión máxima de $1,5E+08 \text{ N/m}^2$ en el redondeo de arista de uno de los vaciados de la zona de transición del brazo derecho, en el mismo sitio que en el caso anterior.

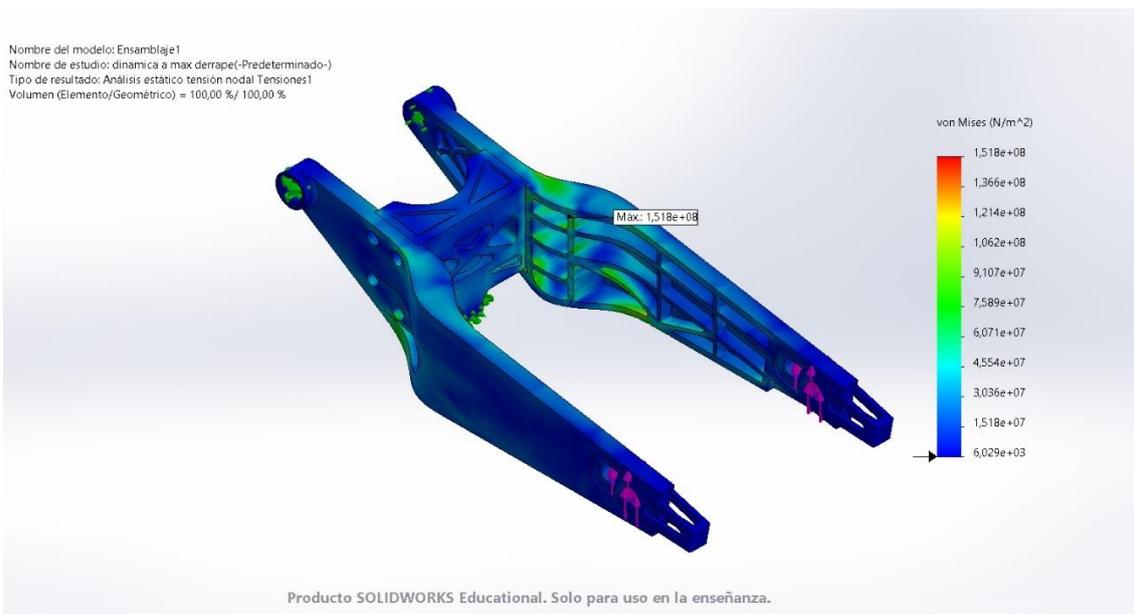


Ilustración 111 Aceleración máxima hasta pérdida de agarre: resultados Tensión de Von Mises

3.5.4.2. Desplazamiento

Dando un valor de desplazamiento máximo de 2,6 mm en el extremo del brazo.

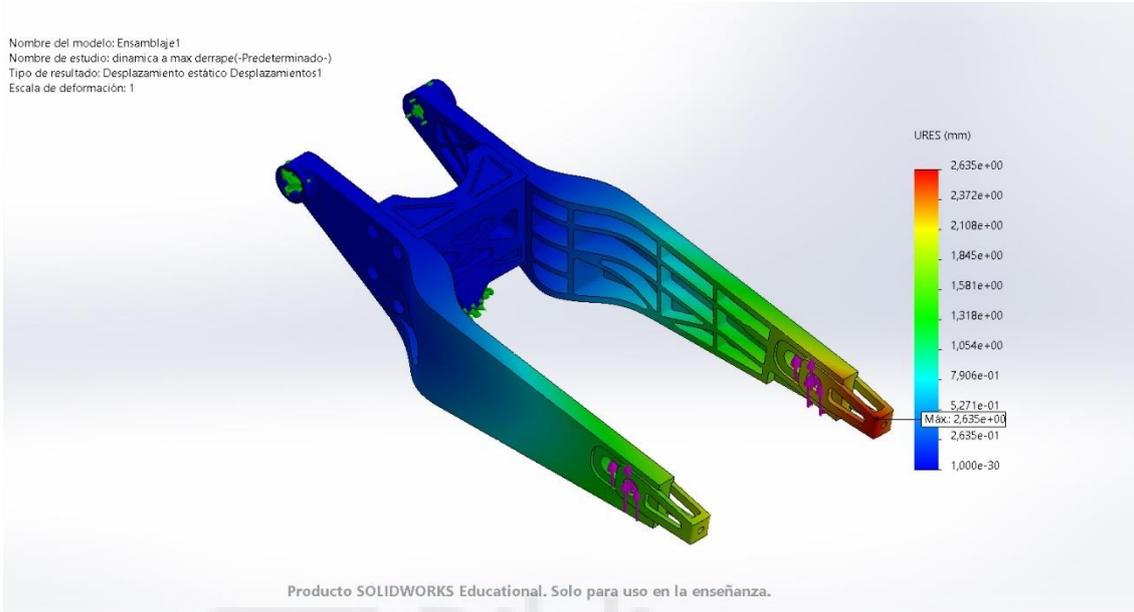


Ilustración 112 Aceleración máxima hasta perdida de agarre: resultados desplazamiento

3.5.4.3. Factor de seguridad

Dando como resultado un valor mínimo de 1,5 puntos, ubicado en la zona de mayor tensión.

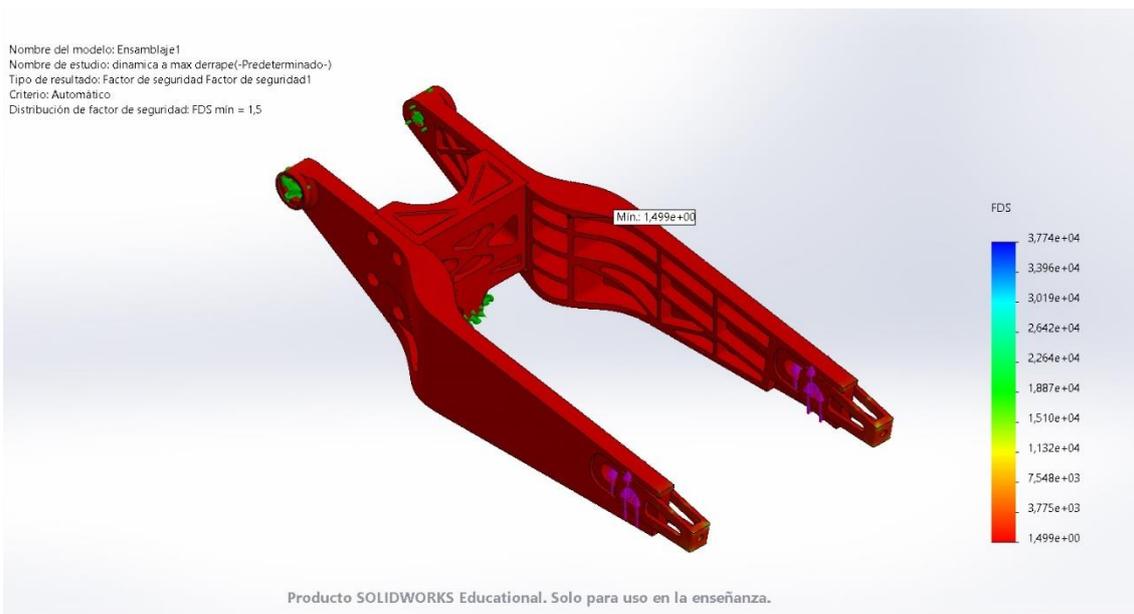


Ilustración 113 Aceleración máxima hasta perdida de agarre: resultados Factor de Seguridad

3.5.5. Prueba dinámica de paso por curva

Finalizando con la prueba de paso por curva, el movimiento del modelo se ha restringido igual que en los anteriores casos.

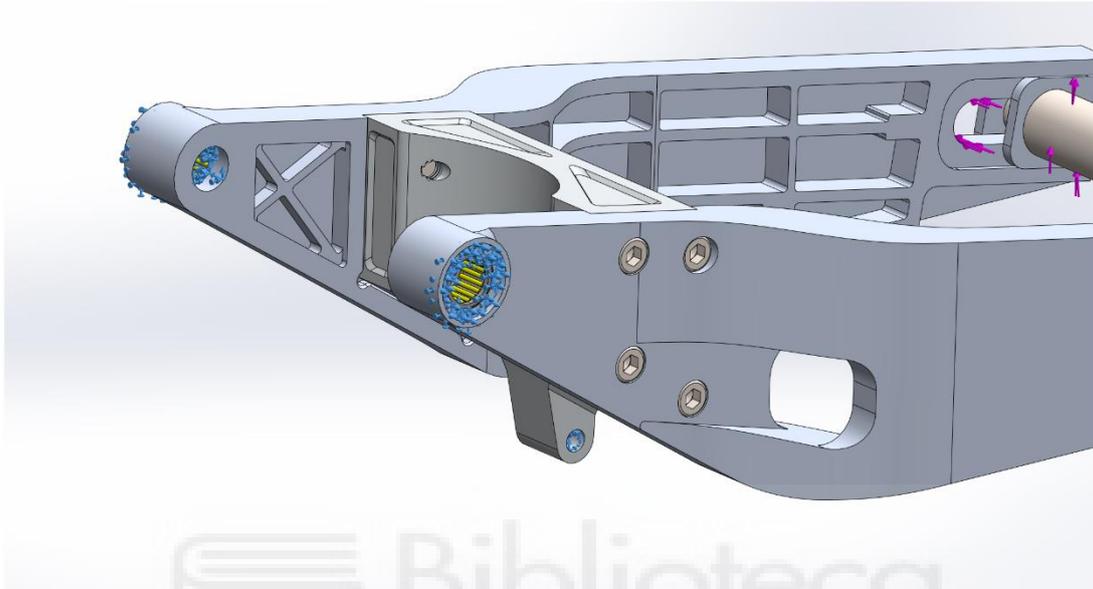


Ilustración 114 Paso por curva: restricciones

En cuanto a las cargas aplicadas en la simulación, calculadas anteriormente, son las siguientes:

$$F'_{Ty} = 3175,29 \text{ N}$$

$$F'_{Tx} = 549,02 \text{ N}$$

$$M'_T = 165,18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con \mathbf{F}_{Ty}' aplicado en el eje trasero en dirección perpendicular al suelo y sentido ascendente, \mathbf{F}_{Tx}' aplicado en la ranura de los extremos del brazo en dirección paralela al suelo y sentido lateral hacia la derecha y \mathbf{M}_T' aplicado en el eje trasero en sentido antihorario.

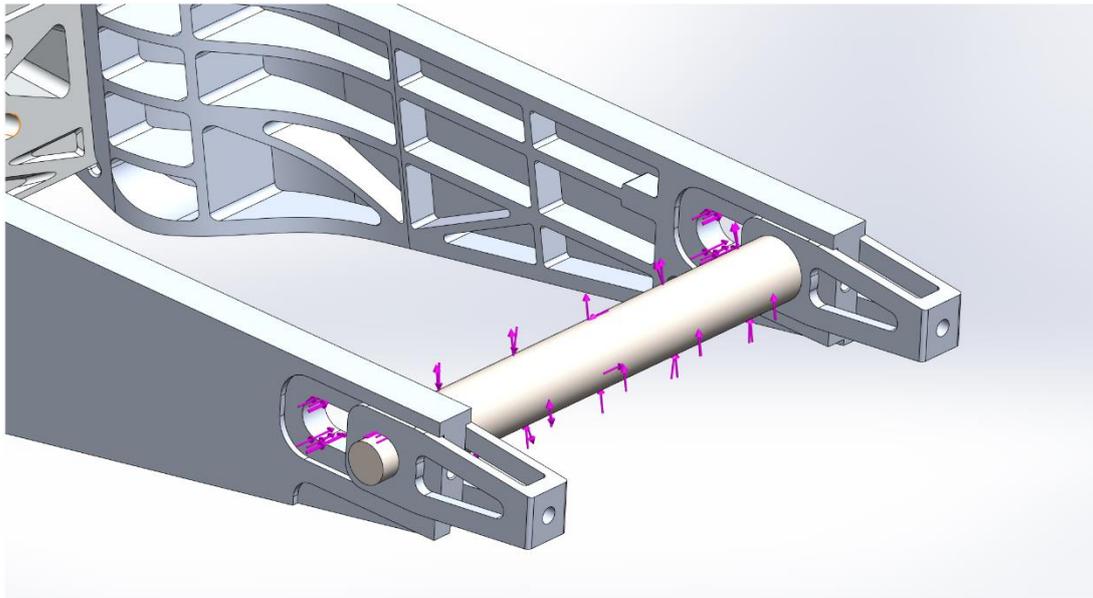


Ilustración 115 Paso por curva: cargas aplicadas

Dando como resultados los siguientes valores.

3.5.5.1. Tensión de Von Mises

Dando un valor de tensión máxima de $1\text{E}+08 \text{ N/m}^2$ en el redondeo de arista de uno de los vaciados de la zona en forma de celosía del brazo derecho.

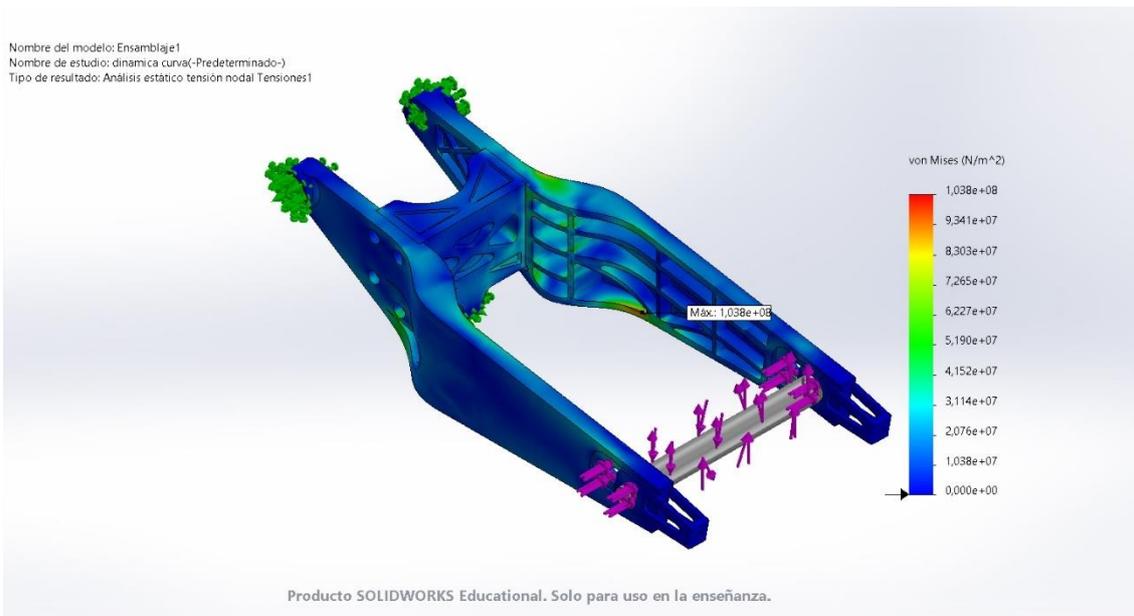


Ilustración 116 Paso por curva: resultados Tensión de Von Mises

3.5.5.2. Desplazamiento

Dando un valor de desplazamiento máximo de 1,6 mm en el extremo del brazo.

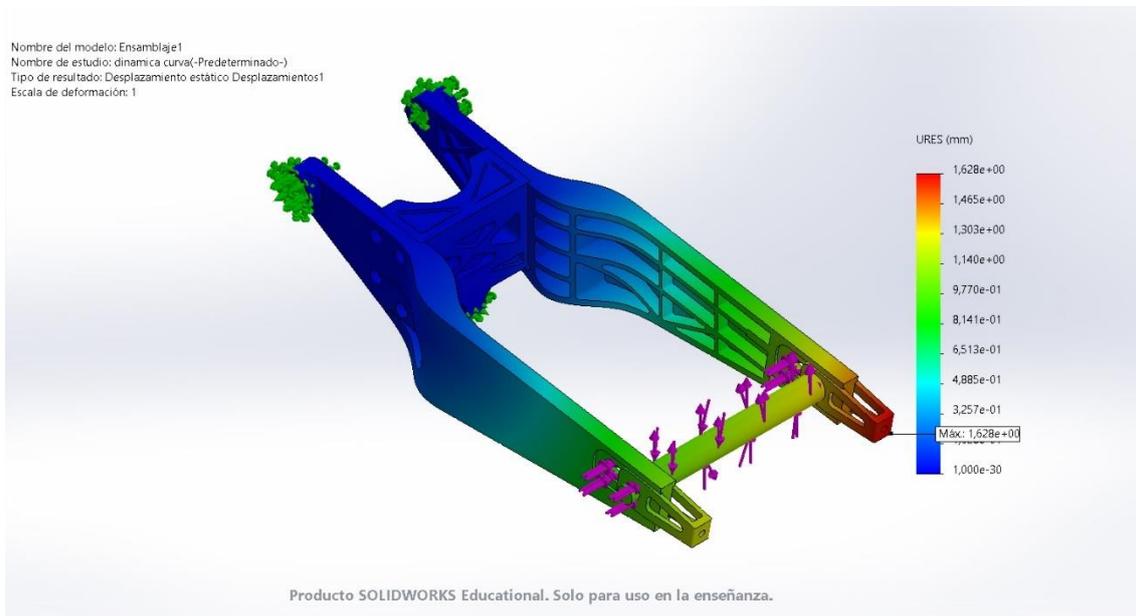


Ilustración 117 Paso por curva: resultados Desplazamiento

3.5.5.3. Factor de seguridad

Dando como resultado un valor mínimo de 2,2 puntos, ubicado en la zona de mayor tensión.

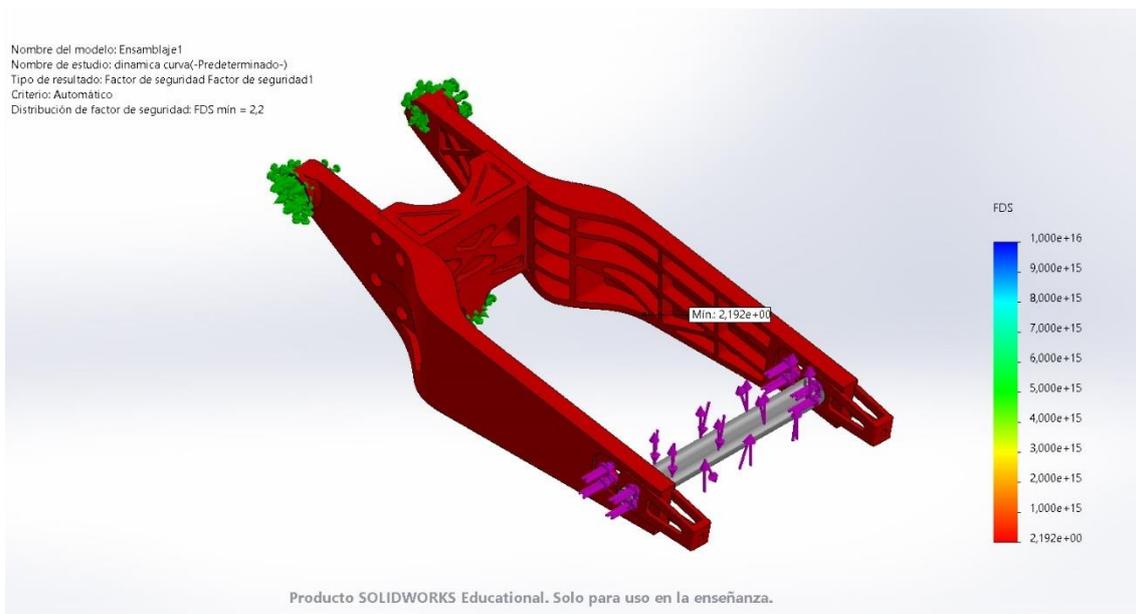


Ilustración 118 Paso por curva: resultados Factor de Seguridad

Como se ha observado, todas las simulaciones han dejado resultados positivos, no superando en ningún momento el límite elástico de $2,75E+08 \text{ N/m}^2$, y superando siempre el factor de seguridad de 1,5.

Aunque en alguna ocasión esto se ha conseguido de manera muy justa, hay que recordar que tanto los parámetros de la motocicleta, la masa, como los valores de las fuerzas y momentos utilizados en las simulaciones han sido mayorados con un factor de 1,5. Además, el material usado en los brazos y cajera durante las simulaciones ha sido aluminio 6061-T4, el cual tiene un límite elástico menor que el aluminio 61661-T6 utilizado finalmente en la fabricación.

Por tanto, después de tener en cuenta todos estos factores, el basculante que se fabricará será completamente seguro y resistirá con solvencia todos los esfuerzos con los que se tope.

A pesar de lo dicho, en la versión definitiva del basculante, la de fabricación, se tendrá en cuenta el aumentar el radio de los redondeos de aristas en los que se concentran las tensiones máximas de las simulaciones, para una mayor seguridad.

3.6. Versión final

Esta última versión del diseño muestra el basculante que finalmente se ha fabricado. Tras las simulaciones y el diálogo con el fabricante, se muestran y justifican los cambios realizados en las piezas para su fabricación. Además, algunos componentes del basculante se han rediseñado por cuestiones reglamentarias, y otros componentes se han acabado de diseñar añadiendo agujeros de anclaje y otros elementos secundarios.

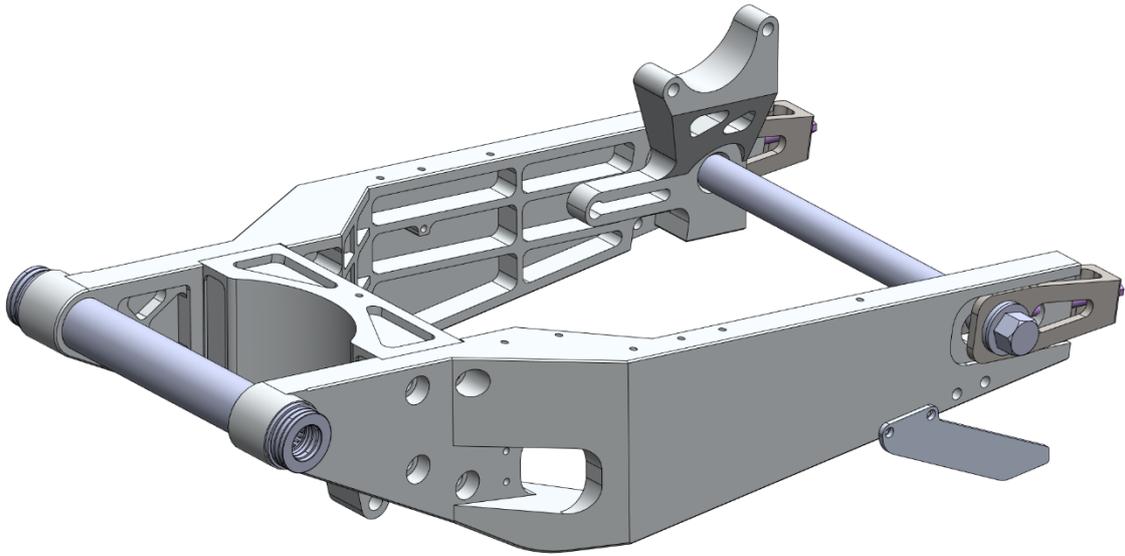


Ilustración 119 Versión final: vista principal

En esta última versión, los brazos y la caja del basculante se han visto forzados a adaptarse a la disponibilidad de herramientas y medios del fabricante en el momento de la fabricación. Como resultado, se tiene un basculante completamente distinto a primera vista, pero que realmente comparte la misma base y concepto con la versión anterior.

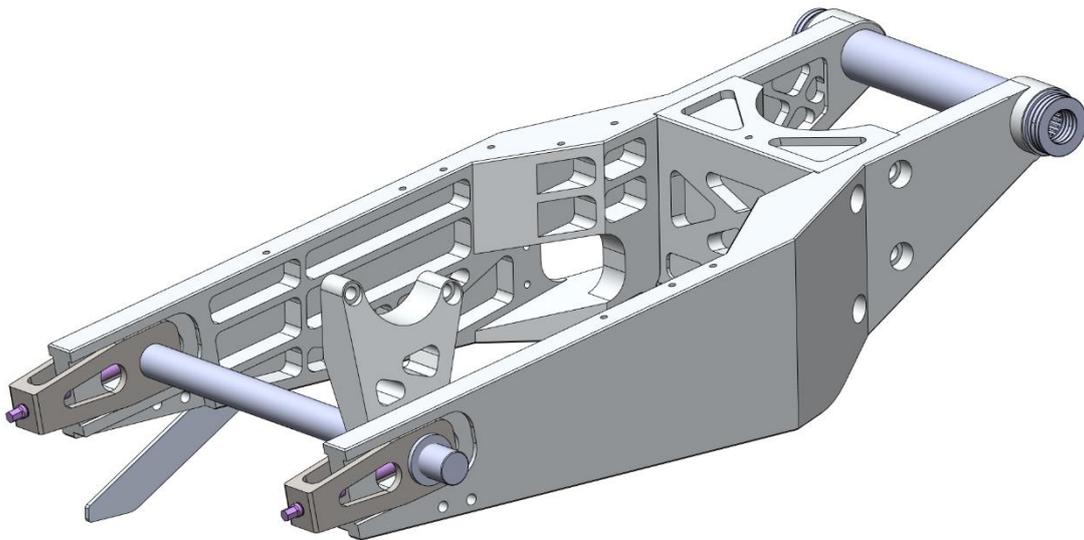


Ilustración 120 Versión final: vista trasera

Comenzando por los brazos, las curvas presentes en la zona de transición entre la parte delantera y trasera de la pieza no se podían llevar a cabo dado el coste económico que iba a suponer para el fabricante, el cual no estaba dispuesto a asumir. Por lo tanto, se ha pasado de un diseño cuando splines a otro de líneas rectas que utiliza como base la versión anterior, por lo que el diseño, en esencia, sigue siendo el mismo.

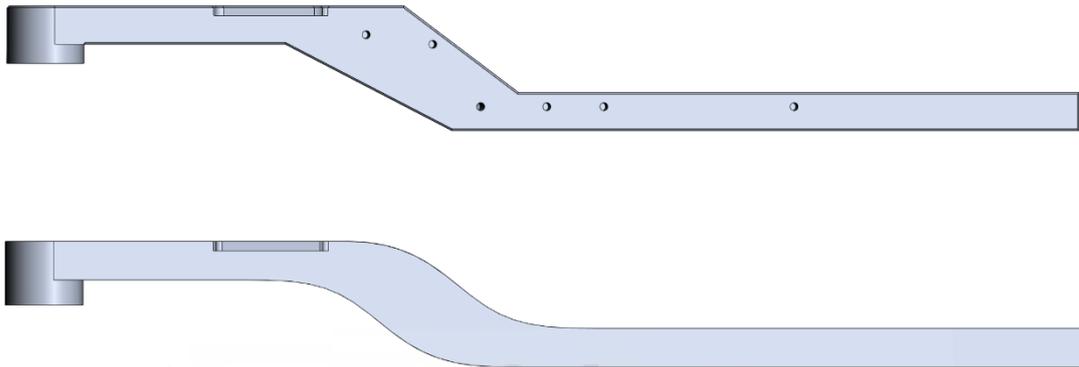


Ilustración 121 Versión final: comparativa entre versión final (bajo) y la anterior (arriba)

Otro cambio presente en los brazos y con una gran relevancia viene forzado por la imposibilidad del fabricante de mecanizar vaciados de más de 20 mm de profundidad. La versión previa tenía vaciados de hasta 41 mm, lo que supone realizar un rediseño significativo en las caras internas de los brazos con tal de satisfacer el nuevo requisito.



Ilustración 122 Versión final: cara interna brazo izquierdo

Comenzando por el brazo izquierdo, los vaciados presentes en la zona de transición son los únicos que se han visto afectados por este cambio. Dando como resultado un brazo con más masa y, por lo tanto, mayor rigidez en esta zona.



Ilustración 123 Versión final: detalle vaciados zona de transición brazo izquierdo

Siguiendo por el brazo derecho, este ha sufrido cambios más significativos. Se han rediseñado los vaciados de la zona de transición y los de la parte trasera. Dando como resultado un vaciado escalonado en la zona de transición que se adapta a la geometría del brazo respetando la restricción impuesta, y otro mucho más simple en comparación con su antecesor en la parte trasera, eliminando la geometría de celosía debido a esta versión con más masa y, por lo tanto, más rígida.

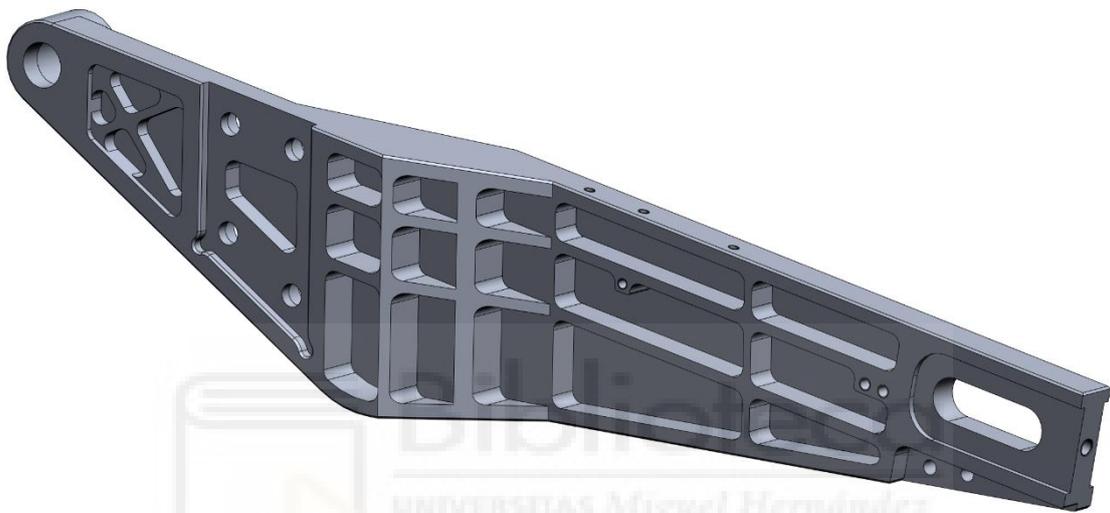


Ilustración 124 Versión final: cara interna brazo derecho

Otro de los cambios presentes en ambos brazos, es la eliminación del vaciado de la parte exterior de los extremos del brazo, para la instalación de los elementos anti atrapamiento y de sujeción del basculante, es decir, de la aleta de tiburón y los soportes para el caballete, respectivamente. Es preferible que la ubicación de estos elementos se encuentre en la parte más externa del basculante, en este caso, coplanares al resto de la cara del brazo.

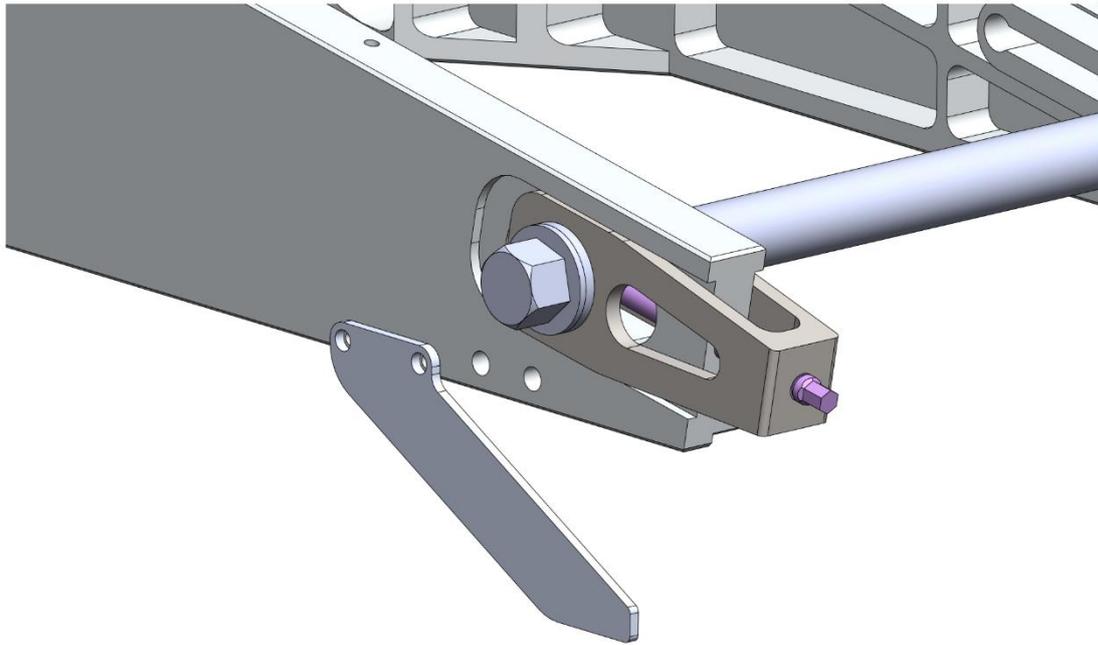


Ilustración 125 Versión final: detalle aleta de tiburón y agujeros para soportes

Dado los resultados obtenidos en las simulaciones anteriores, se ha modificado el radio de todos los redondeos de arista en los vaciados, pasando a ser ahora de 5 mm de radio.

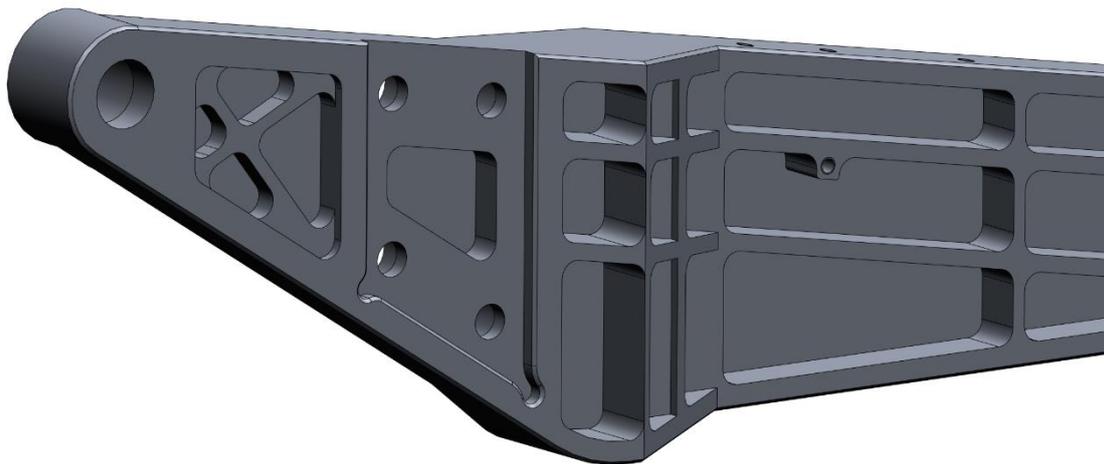


Ilustración 126 Versión final: cara interna delantera brazo derecho

Otra evolución en los brazos es el alojamiento de los rodamientos del eje pívot. En la versión anterior, la pista de rodadura del rodamiento axial estaba encastrada en el

basculante, la cual pasa ahora a estar apoyada el cara plana de un casquillo cilíndrico de bajo espesor. Ahora, es el rodamiento axial el que está en contacto directo con el chasis y el casquillo con el basculante.

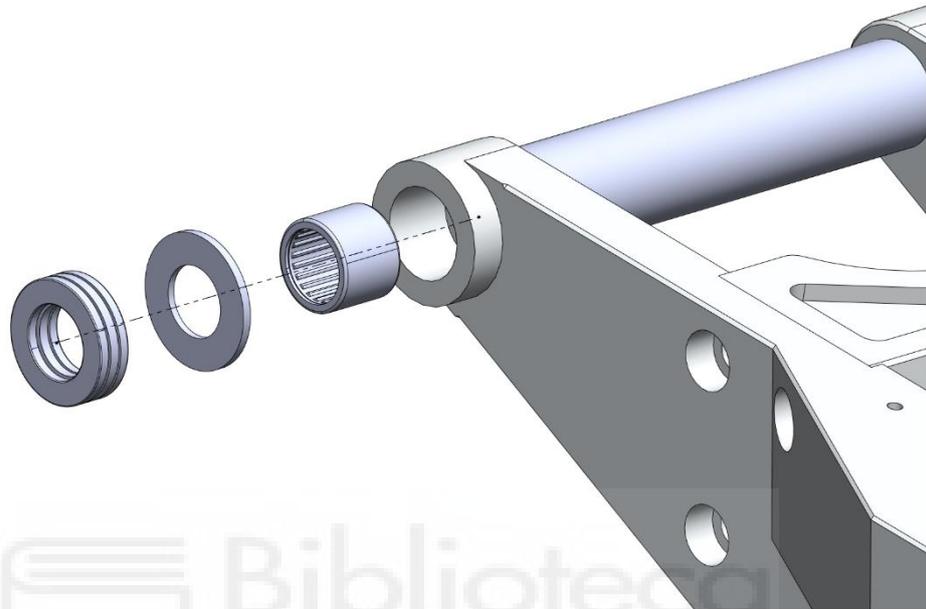


Ilustración 127 Versión final: vista explotada de rodamientos del eje pivot

Otro de los elementos que ha tenido que adaptarse a las restricciones de fabricación ha sido la cajera central. En este caso, los vaciados de la parte trasera ya no se adaptan a la morfología de la pieza, sino que son planos y con una profundidad de 10 mm. Además, todos los biseles en los vaciados se han eliminado, dejando unos vaciados más simples pero que conservan su profundidad original.

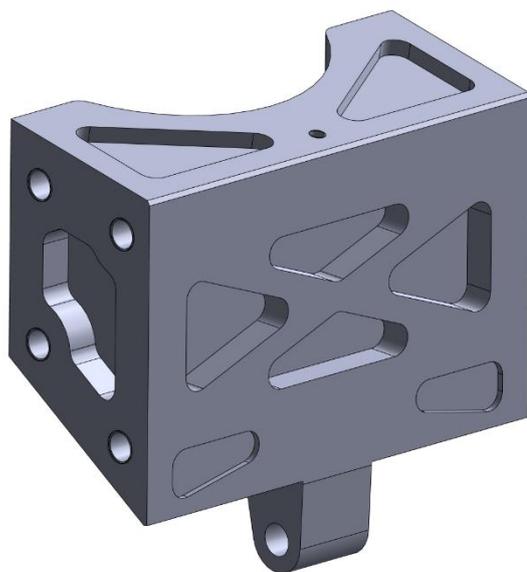


Ilustración 128 Versión final: cajera central, parte trasera-superior

El último cambio en la cajera se aprecia en la oreja de las bieletas, en esta versión tiene una geometría de caras laterales paralelas y sin ningún biselado.

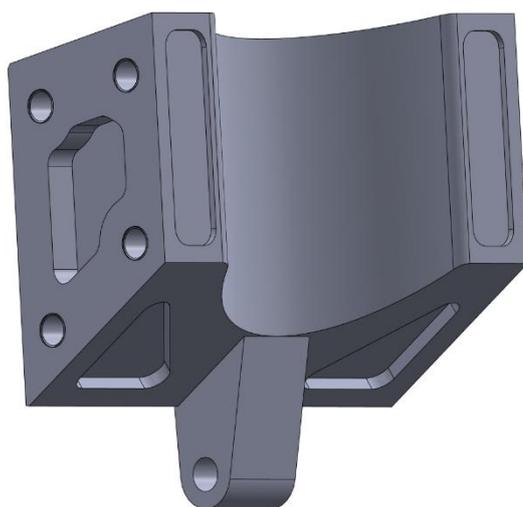


Ilustración 129 Versión final: cajera central, parte frontal-inferior

En cuanto a las novedades presentes en el basculante, se han añadido a los brazos los agujeros para la fijación de elementos secundarios como el guardabarros, el patín de la cadena y el latiguillo de freno trasero. Además, se ha creado un chaflán de $1 \times 45^\circ$ a lo largo del perímetro del basculante.

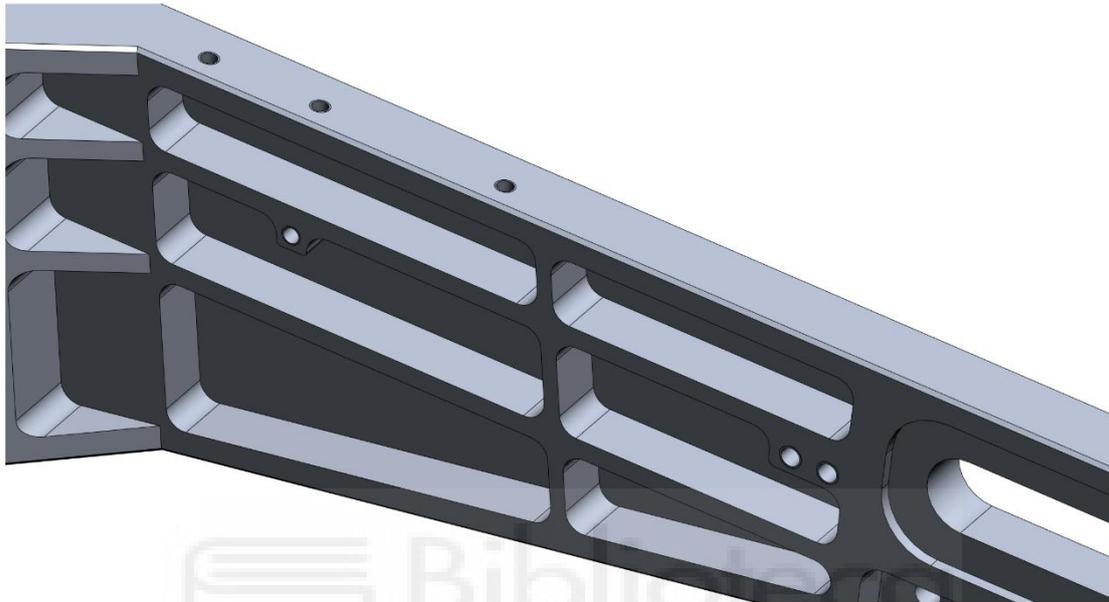


Ilustración 130 Versión final: detalle agujeros para periféricos y biselado de los cantos

Otro componente nuevo en el basculante es el portapinzas. Aunque ya habiéndose mostrado en la versión anterior, por una reinterpretación más correcta del reglamento, se ha necesitado un rediseño completo. A pesar de los cambios, comparte alguna geometría y concepto con su antecesor.

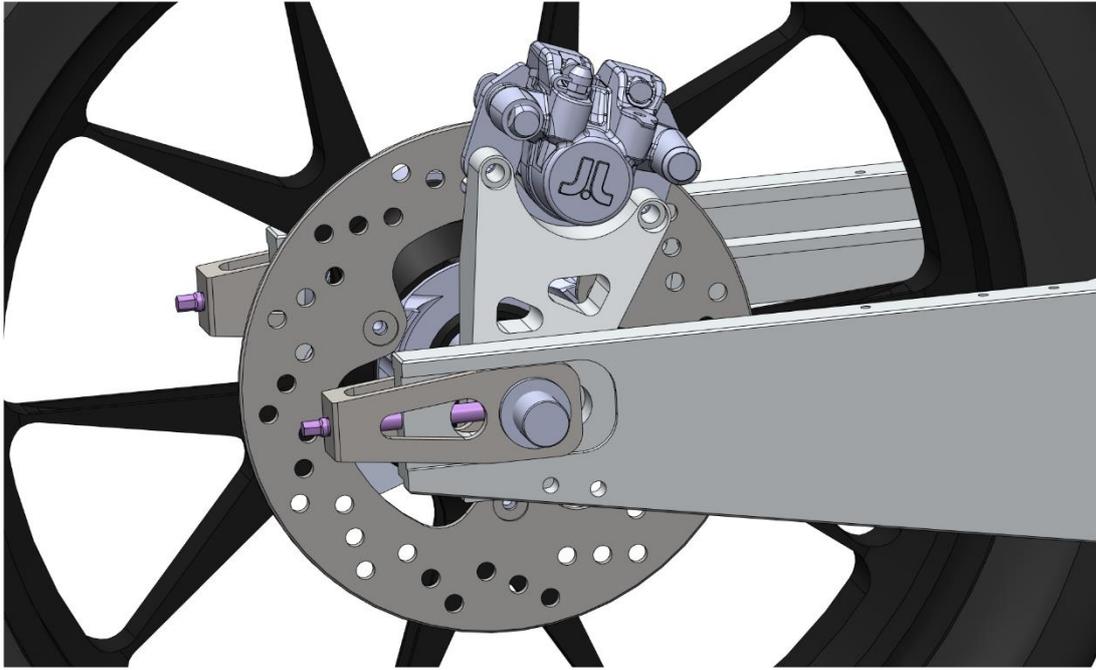


Ilustración 131 Versión final: ensamblaje portapinzas

La nueva pieza coloca la pinza de freno por encima del basculante, cumpliendo con el reglamento y facilitando las tareas de purgado del sistema de frenado. Además, presenta unos agujeros pasantes con alojamiento para la cabeza de los tornillos de anclaje que irán atornillados a la pinza.

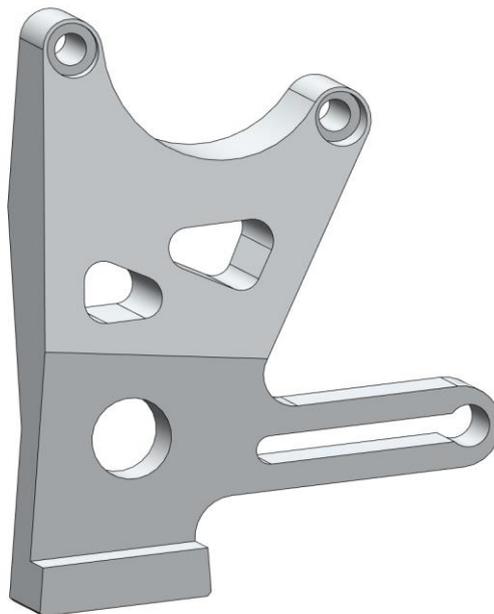


Ilustración 132 Versión final: vista general portapinzas

Conserva la ranura que, con la ayuda de dos tornillos en el brazo derecho, evita que la pieza se caiga, también continúa usando el método de restricción de giro, presente en la anterior versión.

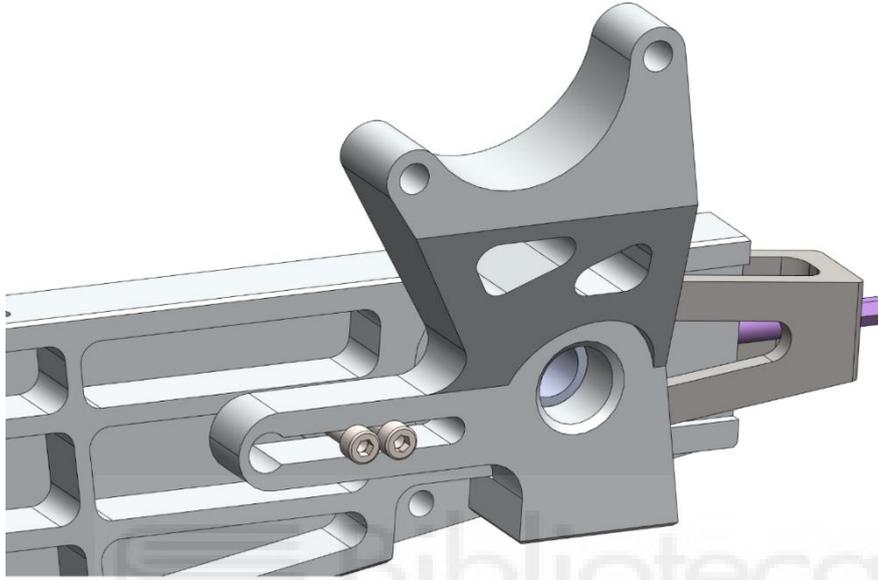


Ilustración 133 Versión final: detalle sistema de retención del portapinzas

Por último, quedan completamente definidos los casquillos tanto del eje pívot como del eje de la rueda trasera.

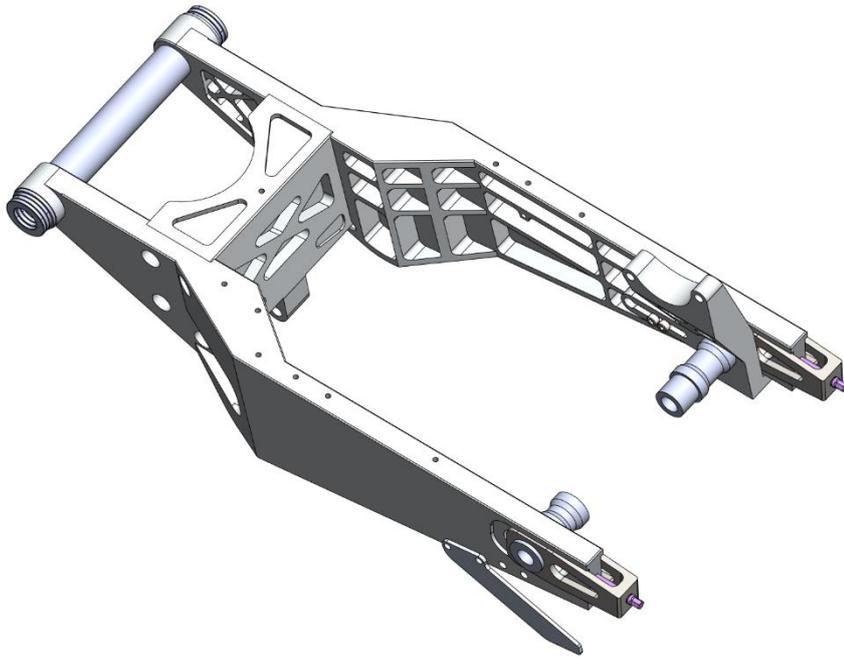


Ilustración 134 Versión final: ensamblaje con casquillos

Los detalles, junto con las cotas de esta última versión, se pueden apreciar con mayor profundidad en los planos anexos a este trabajo.

Llegados a este punto, el proceso de diseño del basculante puede darse por finalizado, dando como resultado un ensamblado de piezas que se relacionan entre ellas y entre los demás elementos de la motocicleta correctamente.

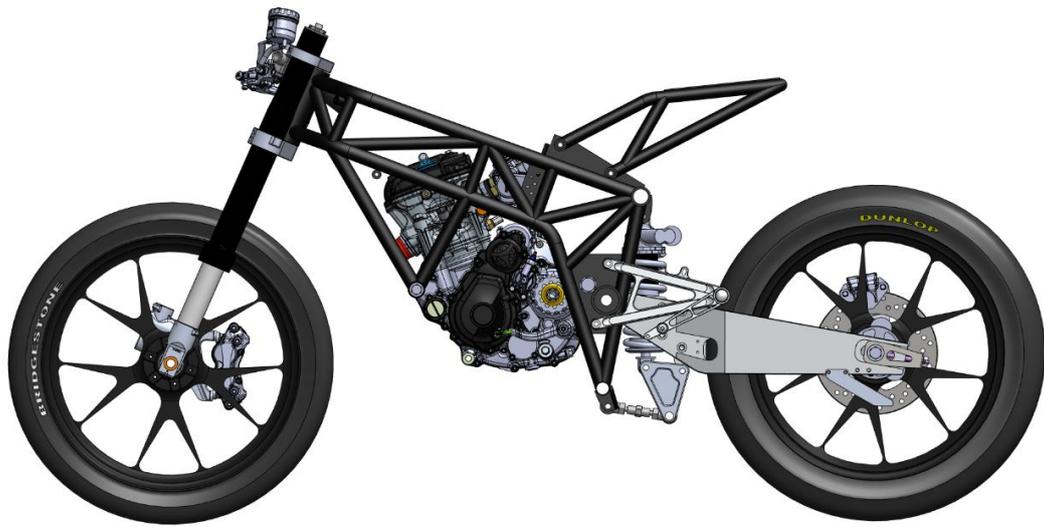


Ilustración 135 Versión final: vista lateral de la motocicleta

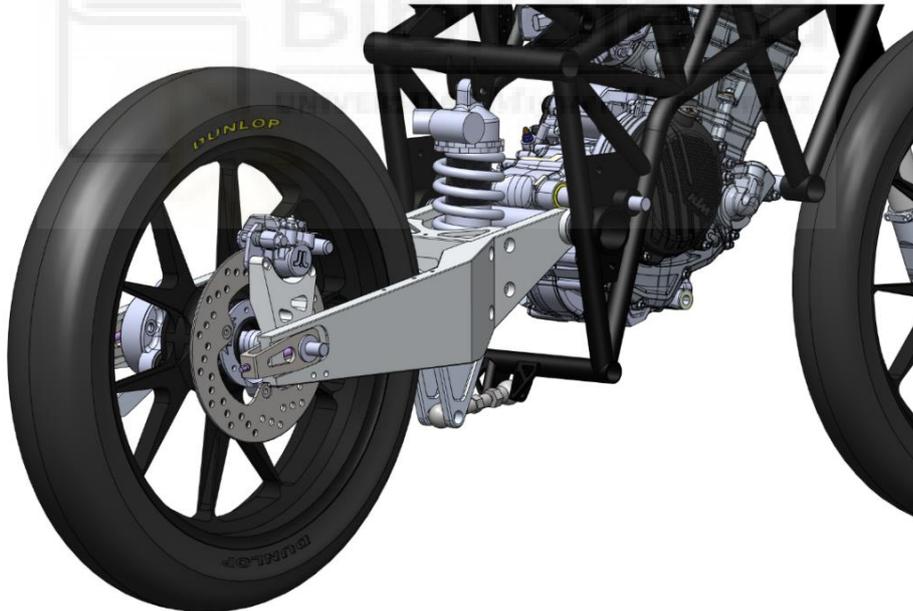


Ilustración 136 Versión final: vista lateral-trasera de la motocicleta

El siguiente paso después de este punto, es el de la fabricación de las piezas y la compra de los componentes secundarios y su posterior ensamblaje y ajuste, pero esto será tratado en este trabajo.

4. CONCLUSIONES

Una vez finalizado el desarrollo del basculante se puede llegar a las siguientes conclusiones.

Se han cumplido los tres requisitos básicos de diseño, planteados al inicio: ser la evolución de la versión anterior, ser fabricado mediante CNC de tres ejes y ser ensamblado mediante tornillos.

Además, se ha conseguido un basculante capaz de resistir todos los esfuerzos con los que se topará durante el evento final y que interactúa con el resto de elementos de la motocicleta sin ningún problema.

También hay que destacar que se ha conseguido un basculante estéticamente llamativo que despierta el interés de la gente y que puede ser útil de cara a llamar la atención de empresas colaboradoras y público para las redes sociales del equipo.

Por el contrario, no se ha podido conseguir una versión final afinada del todo, debido a los ajustados plazos que se debían cumplir y al alto volumen de trabajo dentro del equipo. No pudiendo rebajar el peso del basculante al máximo sin comprometer la seguridad, dando como resultado un conjunto de poco más de 6,5 kg de masa, contando con la tornillería, rodamientos y eje trasero.

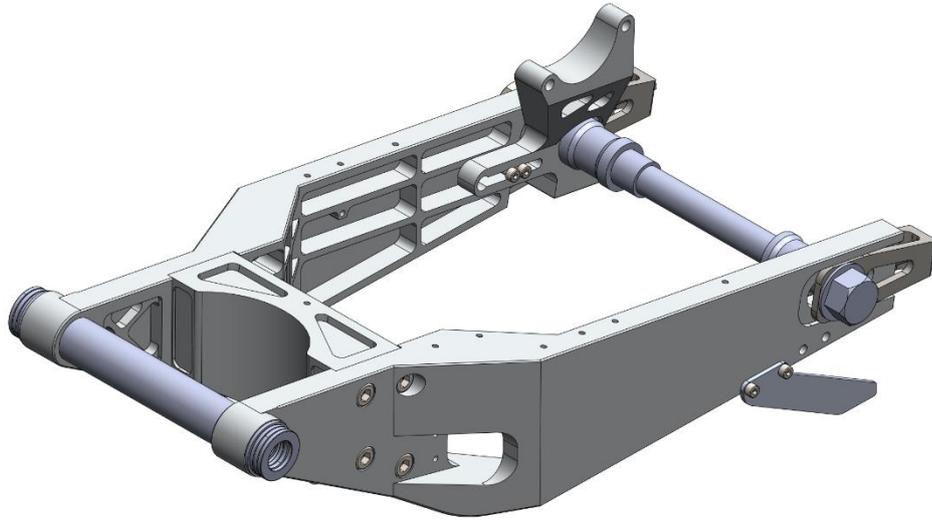


Ilustración 137 Ensamblaje completo

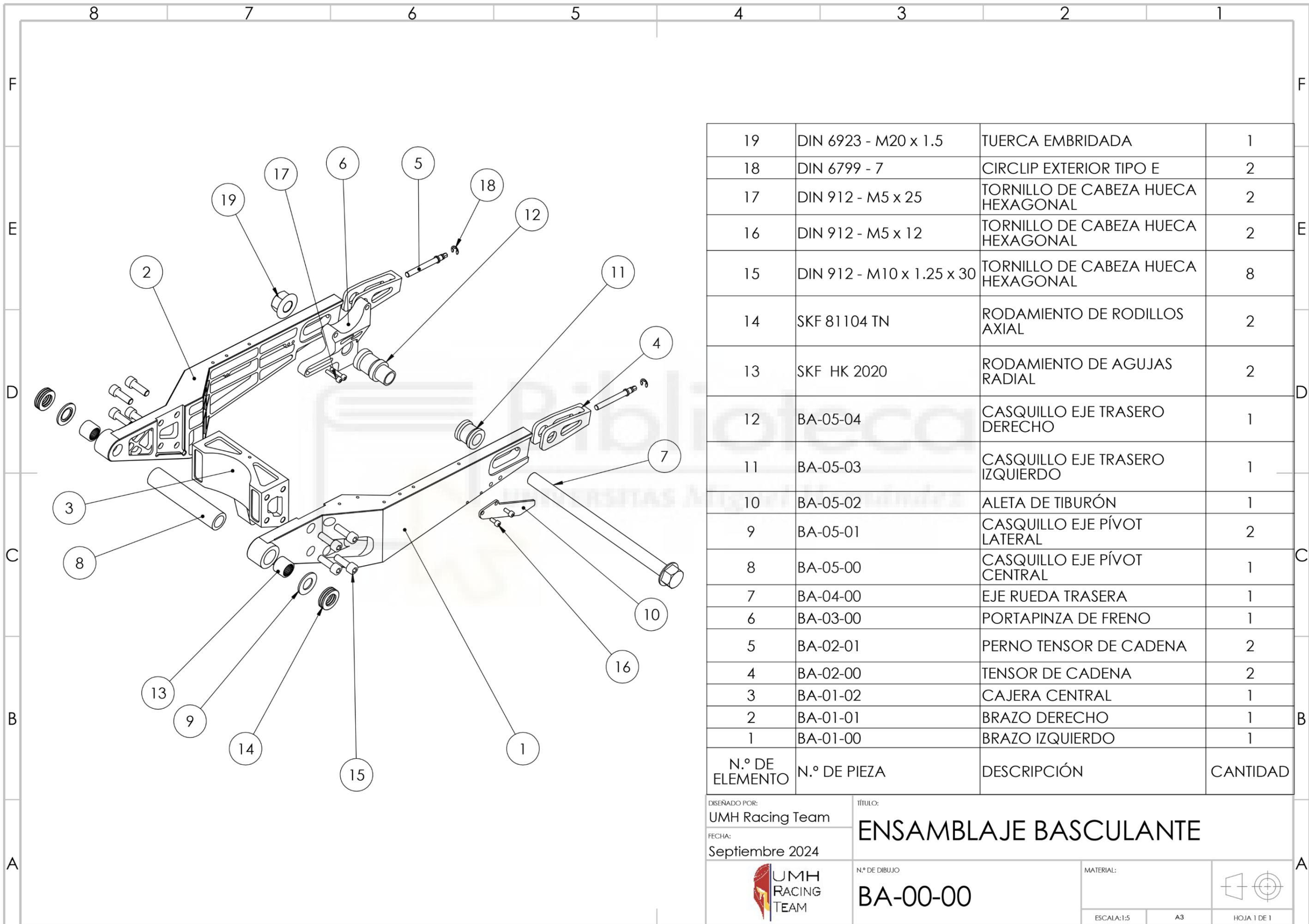
En cuanto a los aspectos que se podrían haber mejorado, está la comunicación entre fabricante y diseñador. Debido a las circunstancias de ambos, no ha sido todo lo fluida que debía ser, provocando grandes cambios en el diseño en situaciones en las que no se disponía de mucho tiempo para realizarlos. Pero a pesar de esto, todos los problemas y dificultades se han resultado satisfactoriamente en plazo.

Por último, queda probar el prototipo en pista y comprobar que ningún elemento del basculante haya sufrido deformaciones o roturas y validar el buen trabajo hecho durante todo este proceso de diseño y desarrollo del basculante.

5. ANEXOS

ANEXO A - Planos





19	DIN 6923 - M20 x 1.5	TUERCA EMBRIDADA	1
18	DIN 6799 - 7	CIRCLIP EXTERIOR TIPO E	2
17	DIN 912 - M5 x 25	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	2
16	DIN 912 - M5 x 12	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	2
15	DIN 912 - M10 x 1.25 x 30	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	8
14	SKF 81104 TN	RODAMIENTO DE RODILLOS AXIAL	2
13	SKF HK 2020	RODAMIENTO DE AGUJAS RADIAL	2
12	BA-05-04	CASQUILLO EJE TRASERO DERECHO	1
11	BA-05-03	CASQUILLO EJE TRASERO IZQUIERDO	1
10	BA-05-02	ALETA DE TIBURÓN	1
9	BA-05-01	CASQUILLO EJE PÍVOT LATERAL	2
8	BA-05-00	CASQUILLO EJE PÍVOT CENTRAL	1
7	BA-04-00	EJE RUEDA TRASERA	1
6	BA-03-00	PORTAPINZA DE FRENO	1
5	BA-02-01	PERNO TENSOR DE CADENA	2
4	BA-02-00	TENSOR DE CADENA	2
3	BA-01-02	CAJERA CENTRAL	1
2	BA-01-01	BRAZO DERECHO	1
1	BA-01-00	BRAZO IZQUIERDO	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

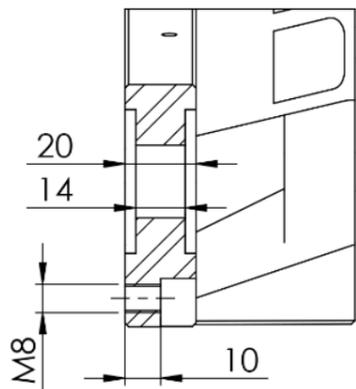
FECHA:
Septiembre 2024



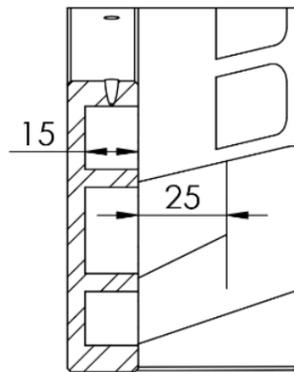
TÍTULO:
ENSAMBLAJE BASCULANTE

N.º DE DIBUJO
BA-00-00

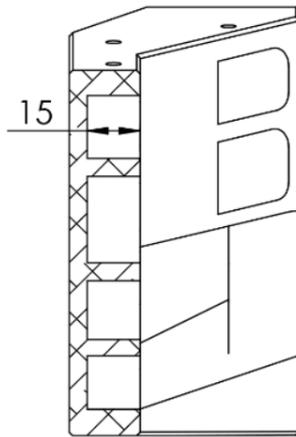
MATERIAL:
ESCALA: 1:5 A3 HOJA 1 DE 1



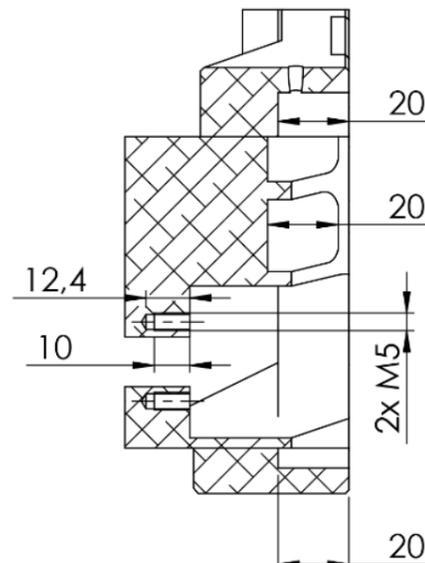
SECCIÓN A-A
ESCALA 1:2



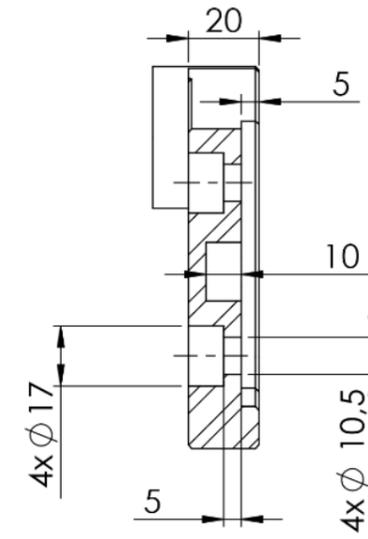
SECCIÓN B-B
ESCALA 1:2



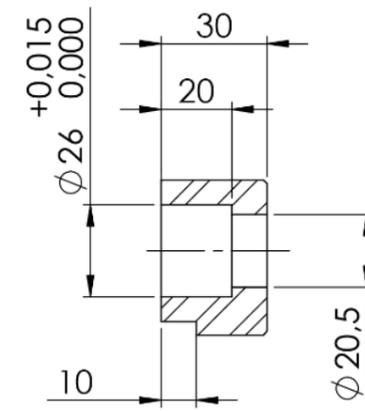
SECCIÓN C-C
ESCALA 1:2



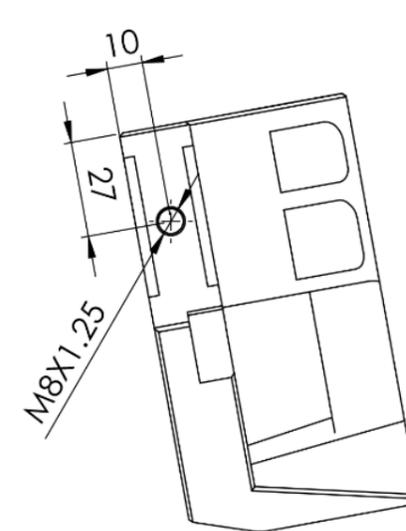
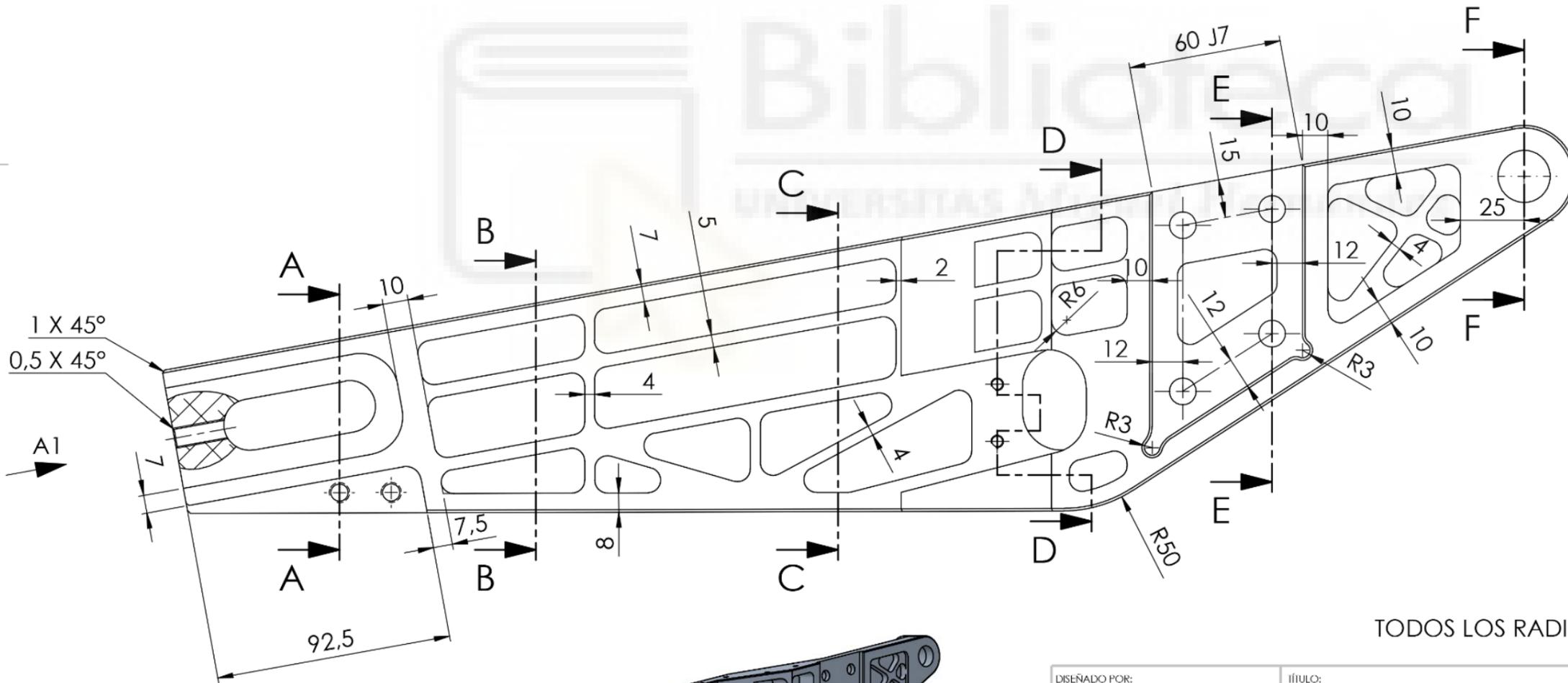
SECCIÓN D-D
ESCALA 1:2



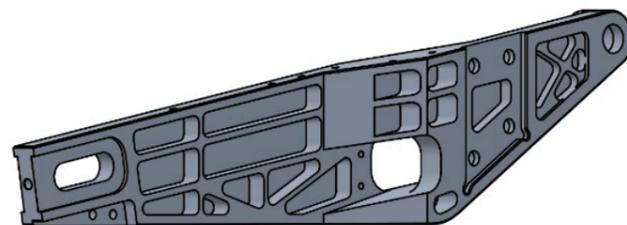
SECCIÓN E-E
ESCALA 1:2



SECCIÓN F-F
ESCALA 1:2



VISTA A1
ESCALA 1:2



ESCALA 1:5

TODOS LOS RADIOS NO ACOTADOS SON DE 5mm

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

FECHA:
Septiembre 2024



TÍTULO:
BRAZO IZQUIERDO

N.º DE DIBUJO
BA-01-00

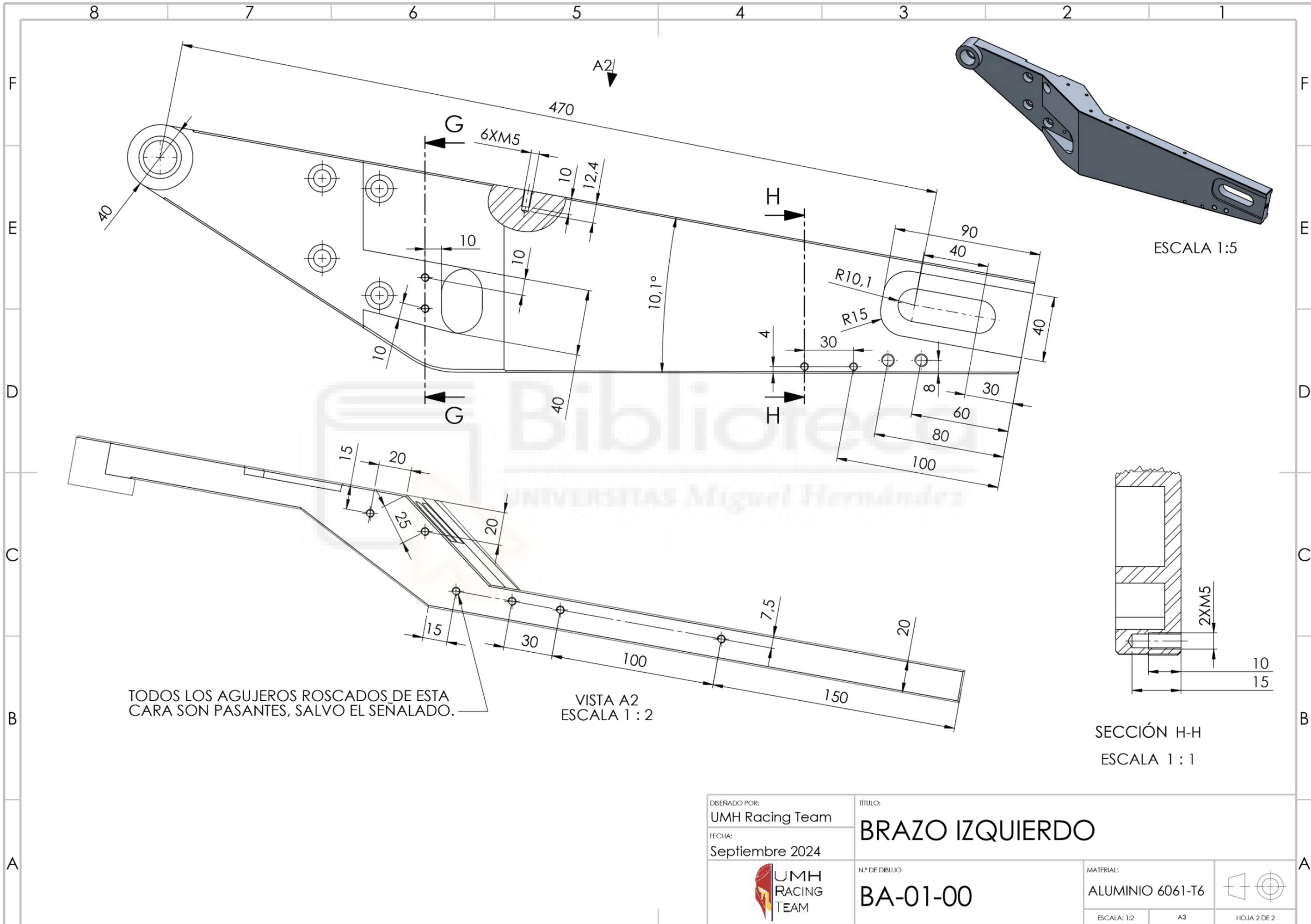
MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6



ESCALA: 1:2

A3

HOJA 1 DE 2

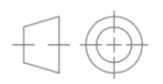


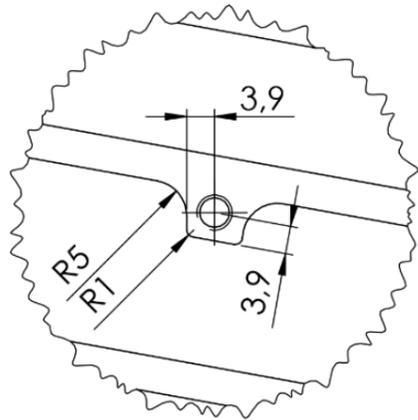
ESCALA 1:5

TODOS LOS AGUJEROS ROSCADOS DE ESTA CARA SON PASANTES, SALVO EL SEÑALADO.

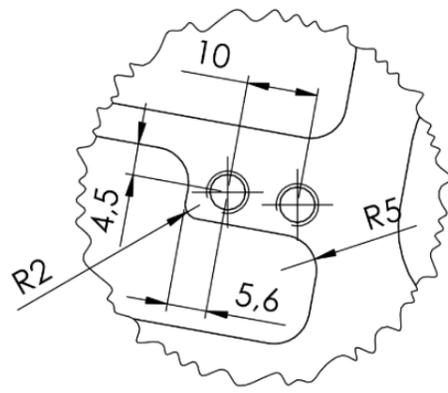
VISTA A2
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 1

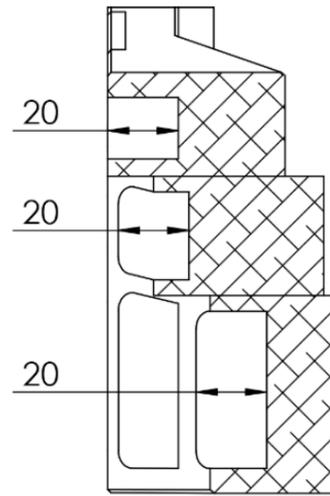
DISEÑADO POR: UMH Racing Team		TÍTULO: BRAZO IZQUIERDO	
FECHA: Septiembre 2024		N.º DE DIBUJO: BA-01-00	
		MATERIAL: ALUMINIO 6061-T6	
		ESCALA: 1:2	



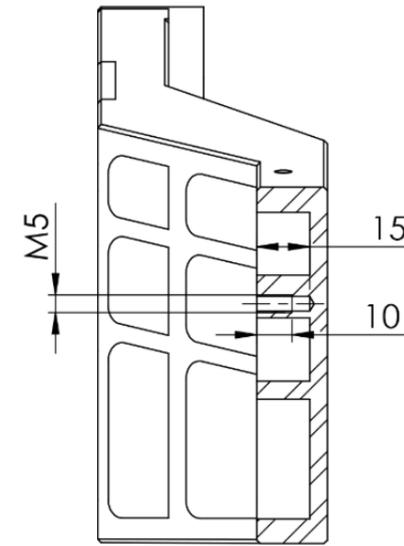
DETALLE A
ESCALA 1:1



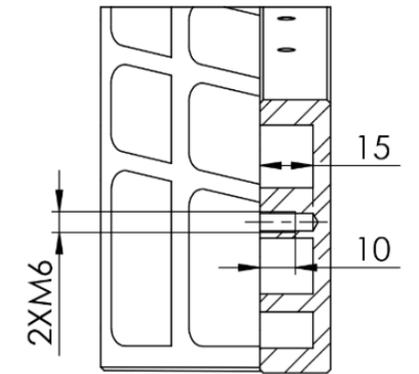
DETALLE B
ESCALA 1:1



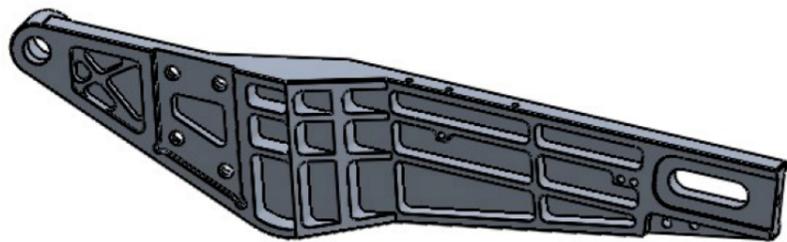
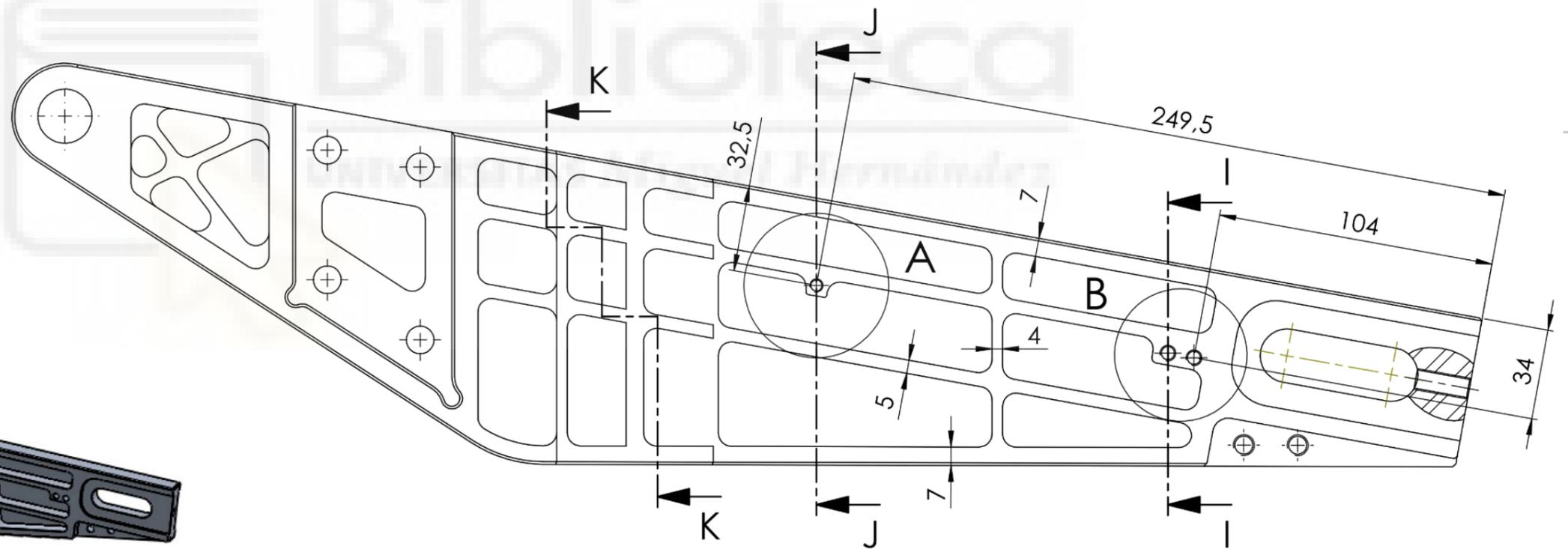
SECCIÓN K-K
ESCALA 1:2



SECCIÓN J-J
ESCALA 1:2



SECCIÓN I-I
ESCALA 1:2



ESCALA 1:5

Pieza simétrica al BRAZO IZQUIERDO del basculante, a excepción de los vaciados, agujeros roscados y el hueco para el paso de la cadena.

Las tolerancias dimensionales están descritas en los planos correspondientes al BRAZO IZQUIERDO.

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

FECHA:
Septiembre 2024



TÍTULO:
BRAZO DERECHO

N.º DE DIBUJO
BA-01-01

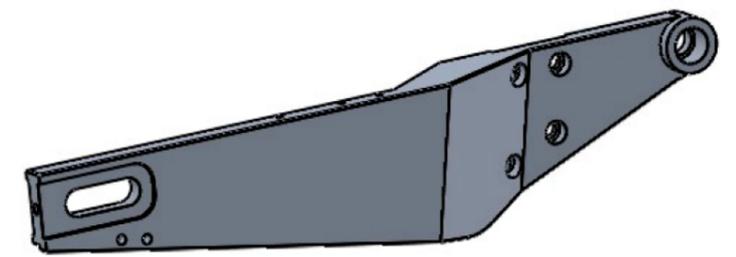
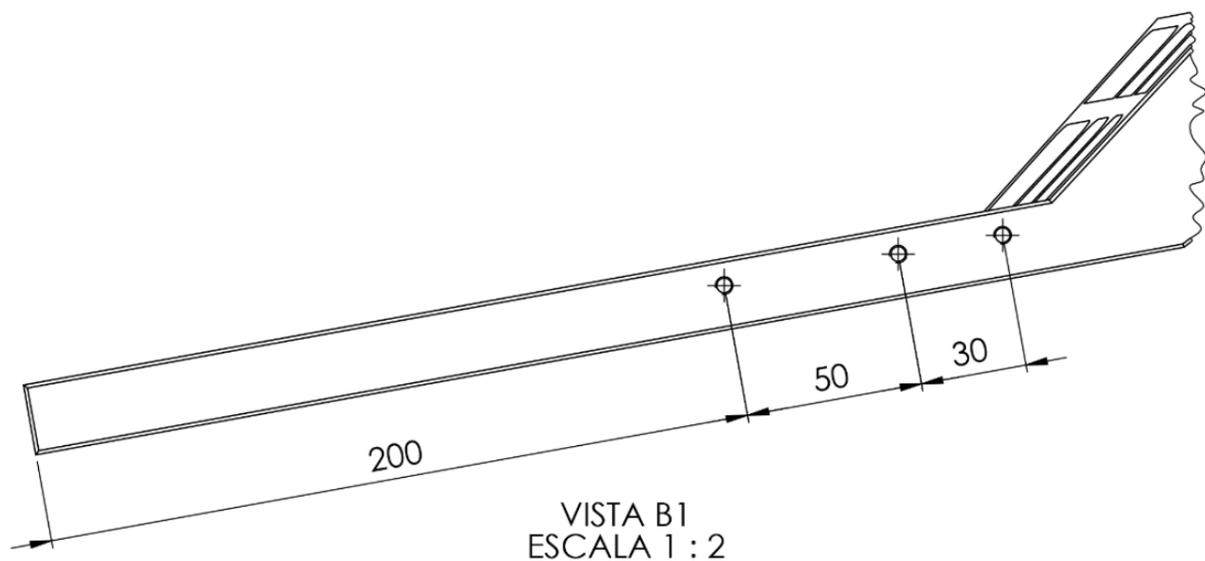
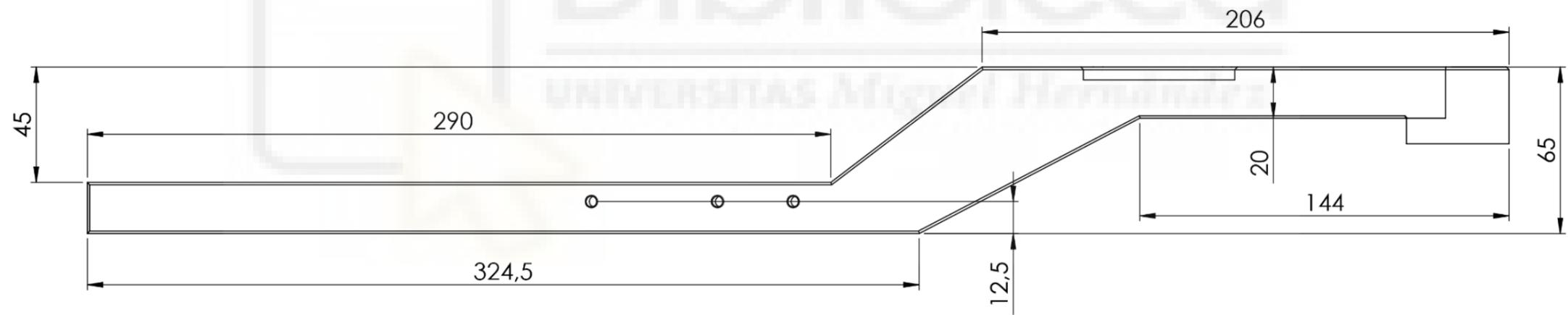
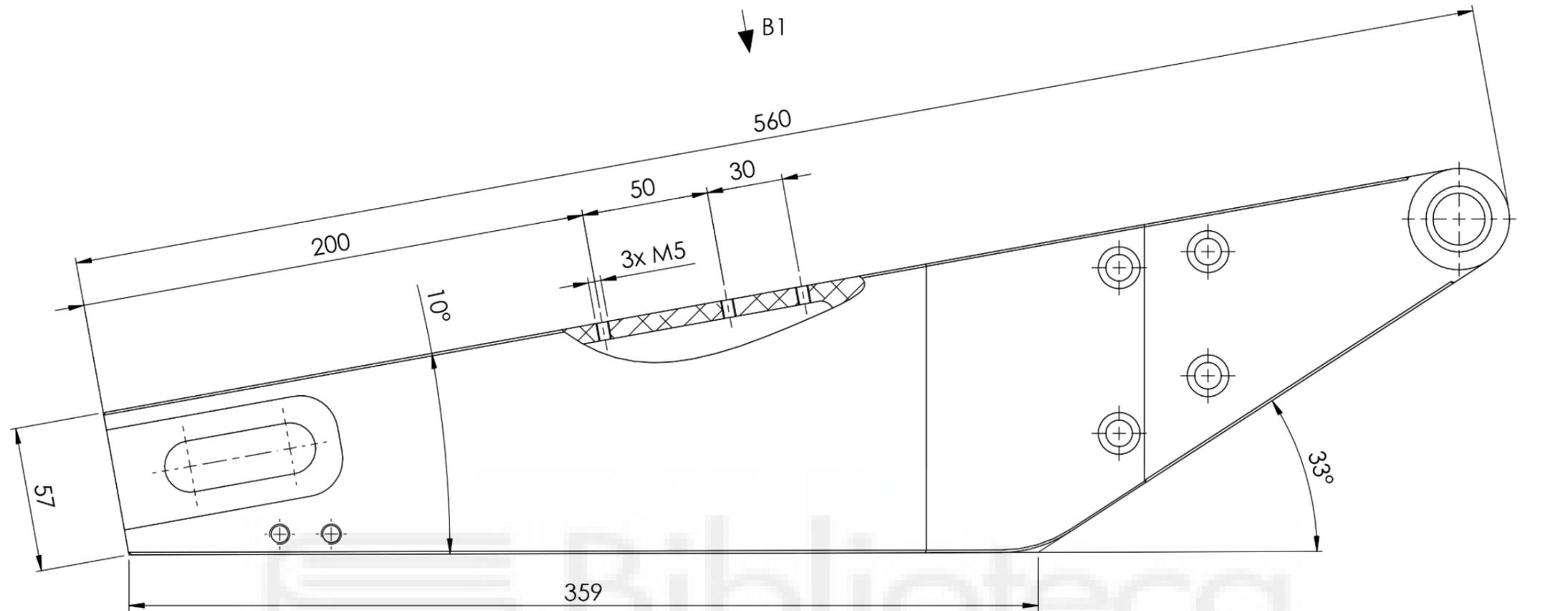
MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6



ESCALA: 1:2

A3

HOJA 1 DE 2



ESCALA 1:5

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

FECHA:
Septiembre 2024



TÍTULO:
BRAZO DERECHO

N.º DE DIBUJO:
BA-01-01

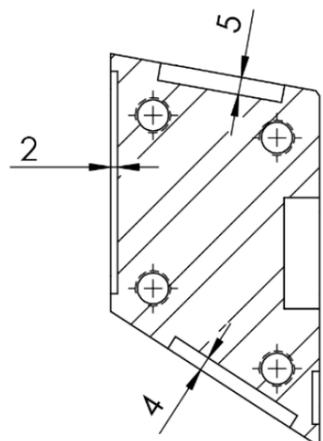
MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6



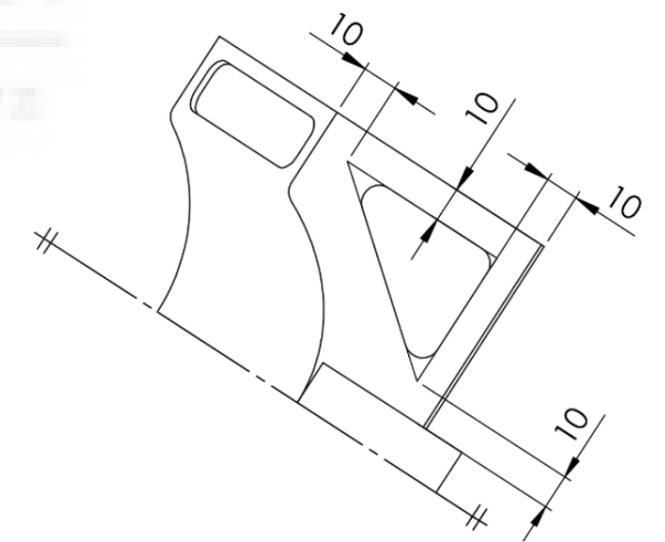
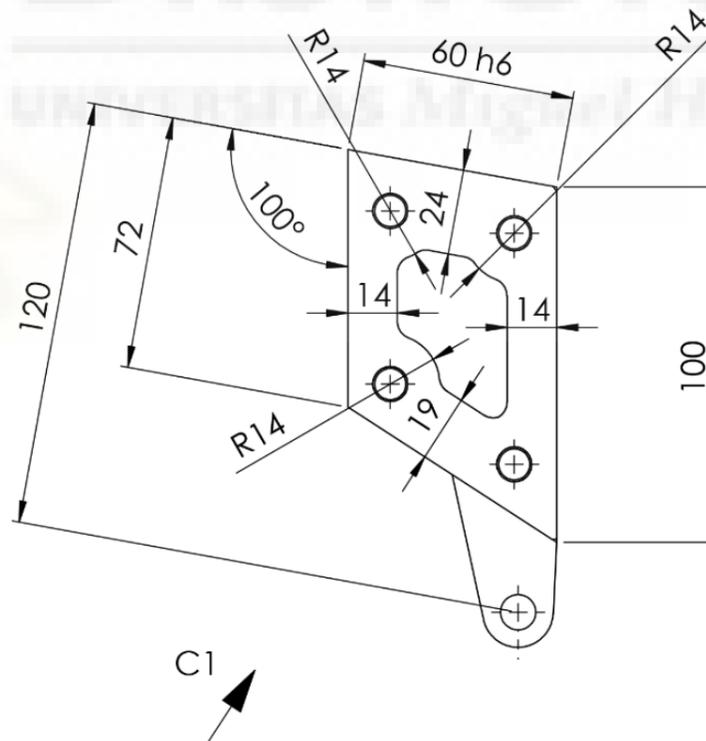
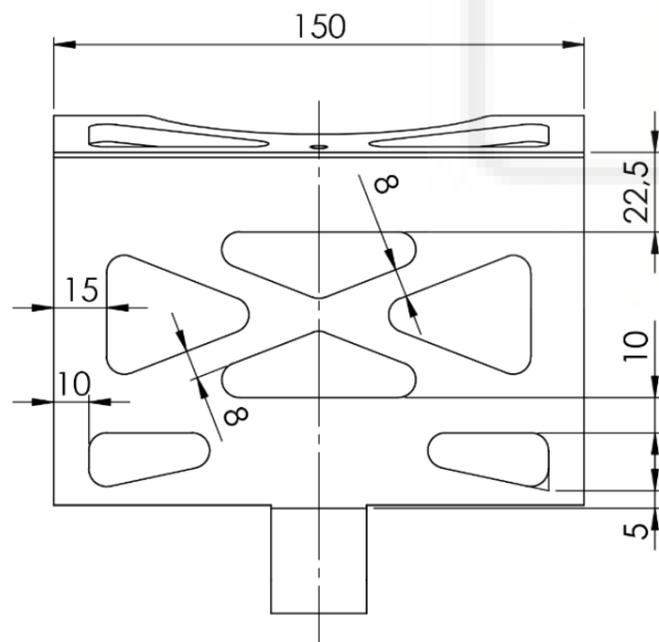
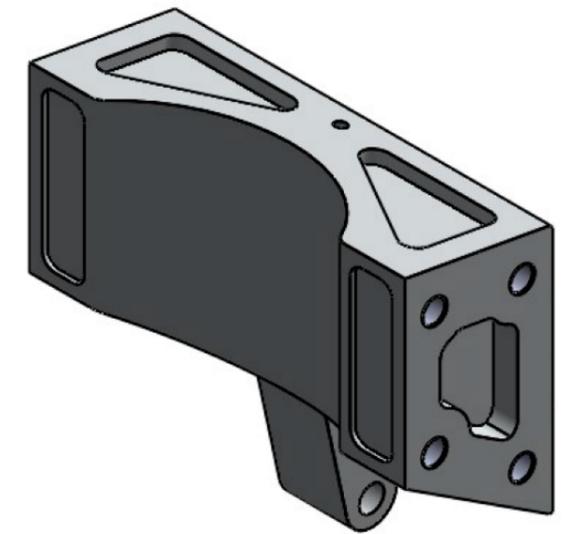
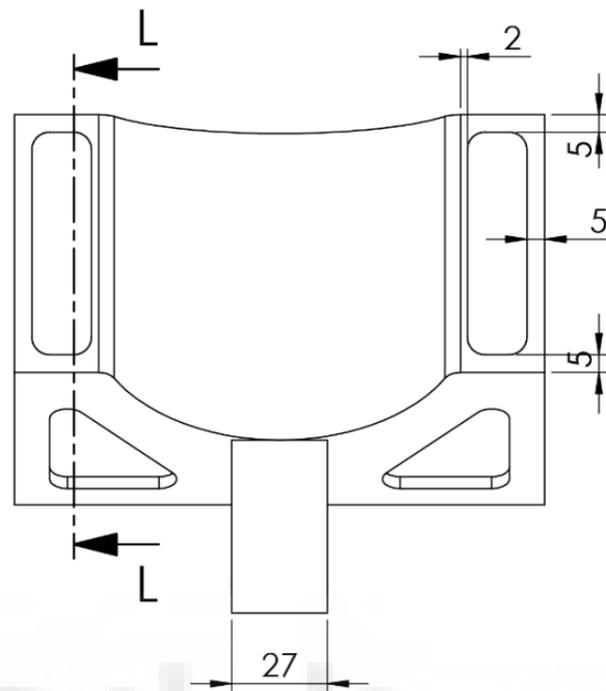
ESCALA:1:5

A3

HOJA 2 DE 2



SECCIÓN L-L



VISTA C1

TODOS LOS RADIOS NO ACOTADOS SON DE 5mm

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

FECHA:
Septiembre 2024



TÍTULO:
CAJERA CENTRAL

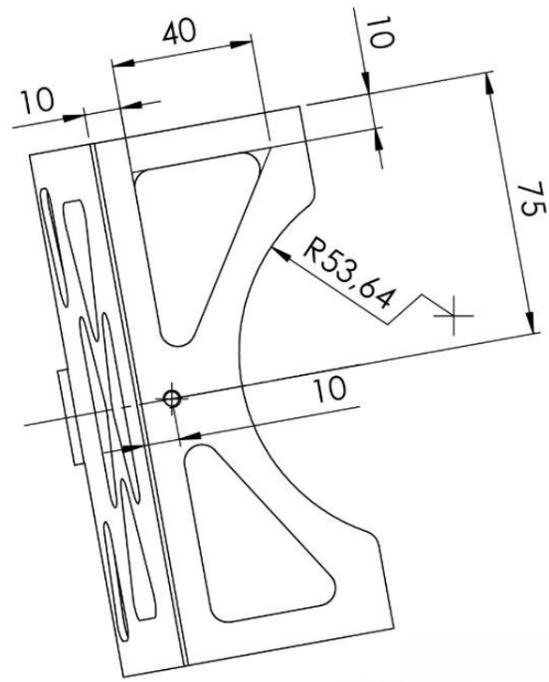
N.º DE DIBUJO
BA-01-02

MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6

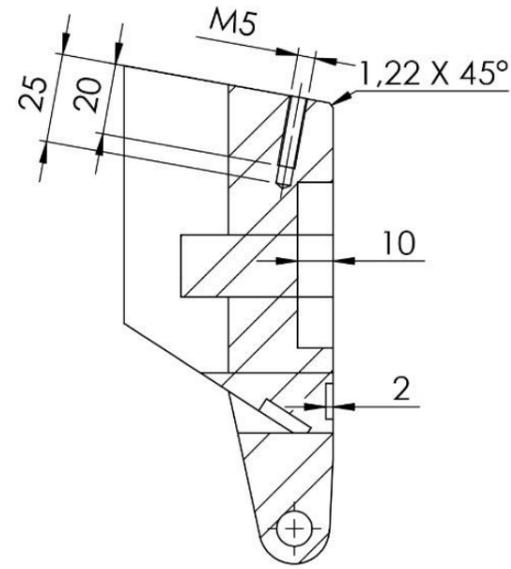
ESCALA: 1:2

A3

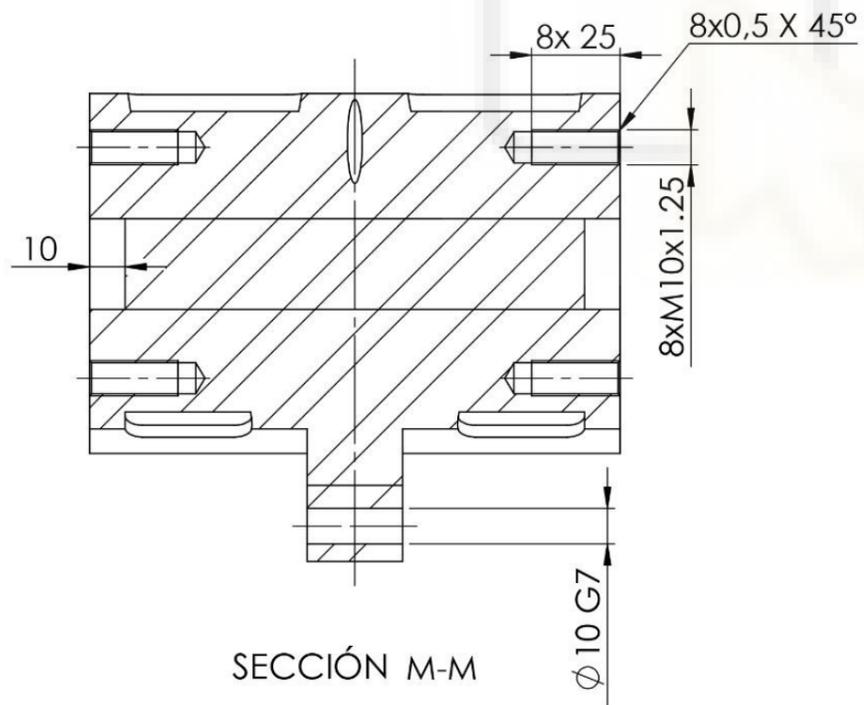
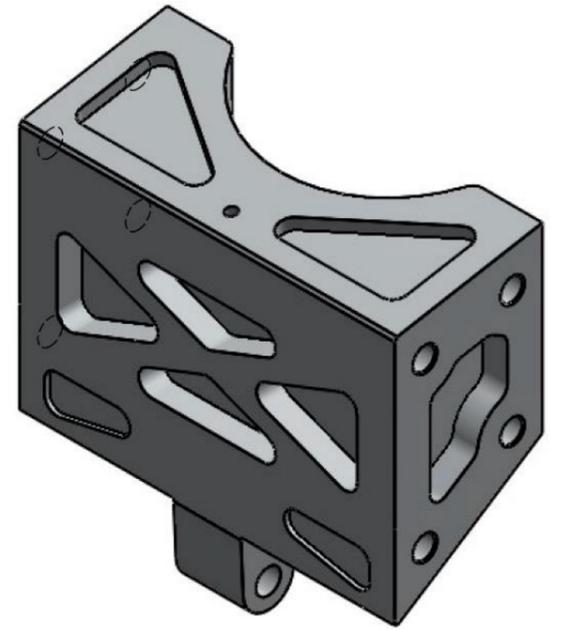
HOJA 1 DE 2



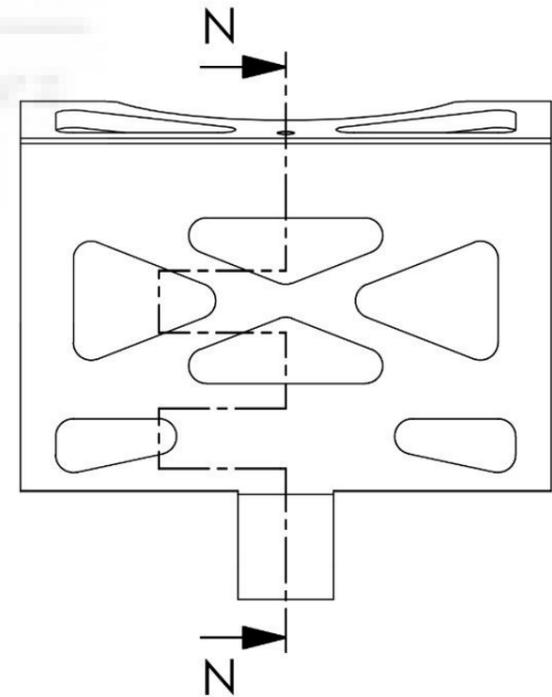
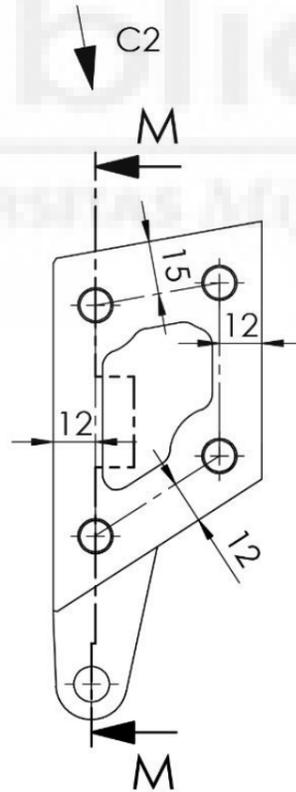
VISTA C2



SECCIÓN N-N



SECCIÓN M-M



TODOS LOS RADIOS NO ACOTADOS SON DE 5mm

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

FECHA:
Septiembre 2024



TÍTULO:
CAJERA CENTRAL

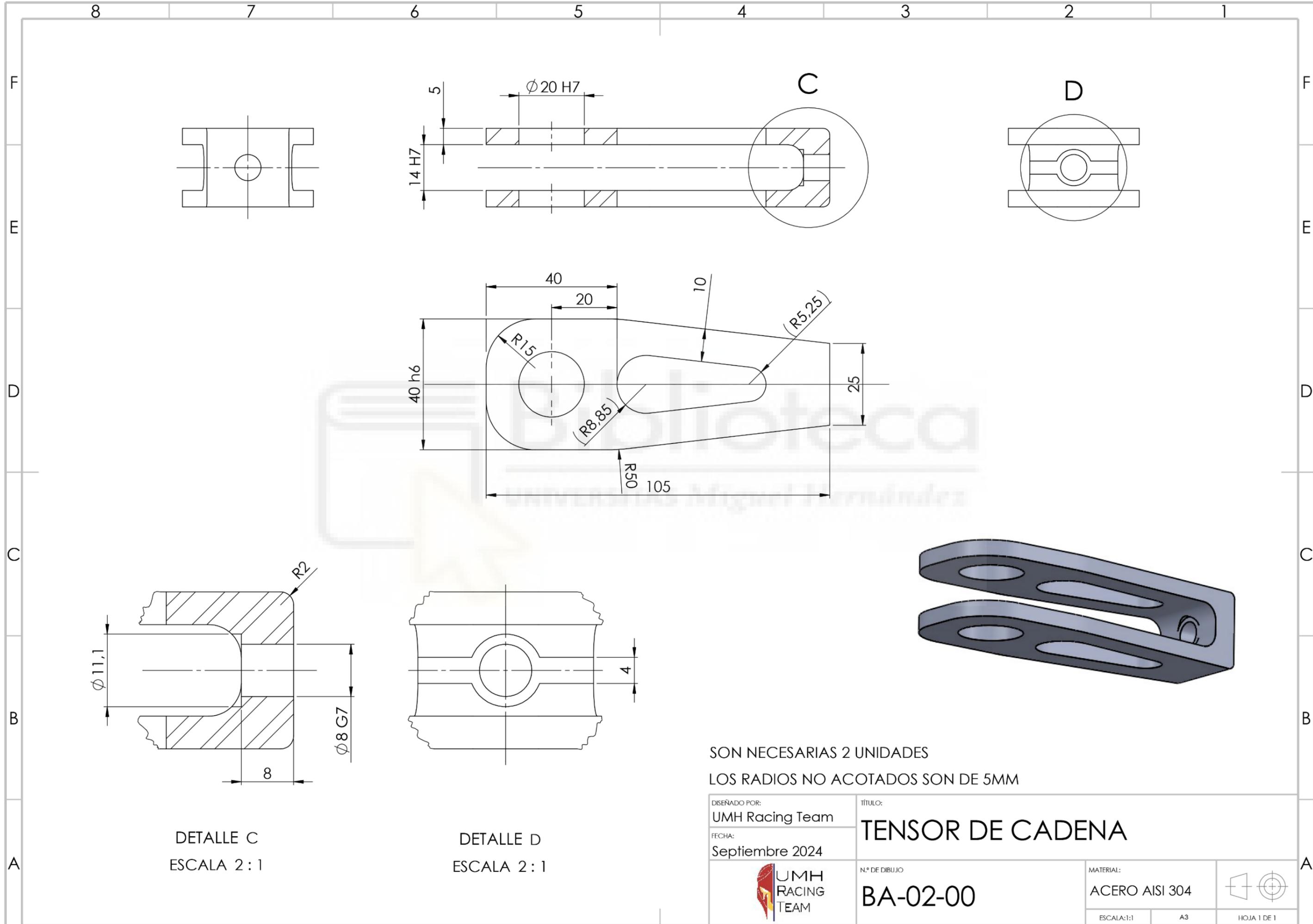
N.º DE DIBUJO
BA-01-02

MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6

ESCALA:1:2

A3

HOJA 2 DE 2

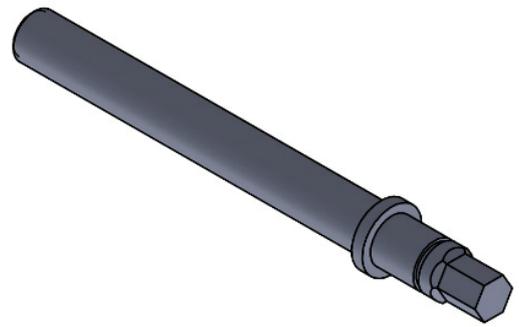
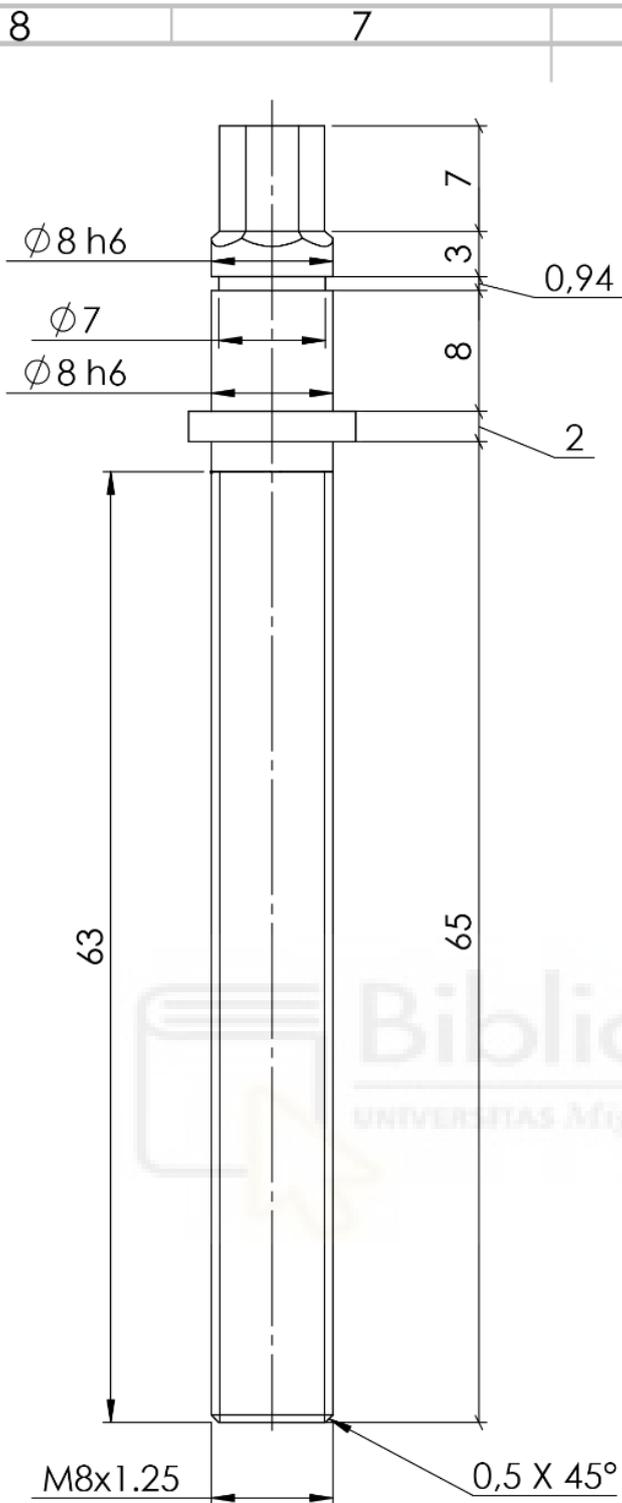


DETALLE C
ESCALA 2 : 1

DETALLE D
ESCALA 2 : 1

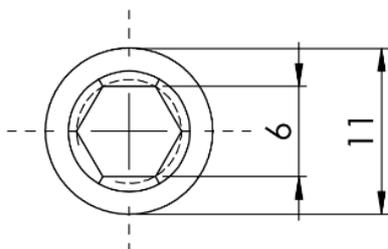
SON NECESARIAS 2 UNIDADES
LOS RADIOS NO ACOTADOS SON DE 5MM

DISEÑADO POR: UMH Racing Team		TÍTULO: TENSOR DE CADENA	
FECHA: Septiembre 2024		N.º DE DIBUJO BA-02-00	
		MATERIAL: ACERO AISI 304	
		ESCALA:1:1	A3



ESCALA 1:1

Biblioteca
UNIVERSITATIS Miguel Hernández



SON NECESARIAS 2 UNIDADES

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

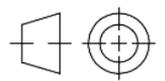
FECHA:
Septiembre 2024

TÍTULO:
PERNO TENSOR DE CADENA



N.º DE DIBUJO
BA-02-01

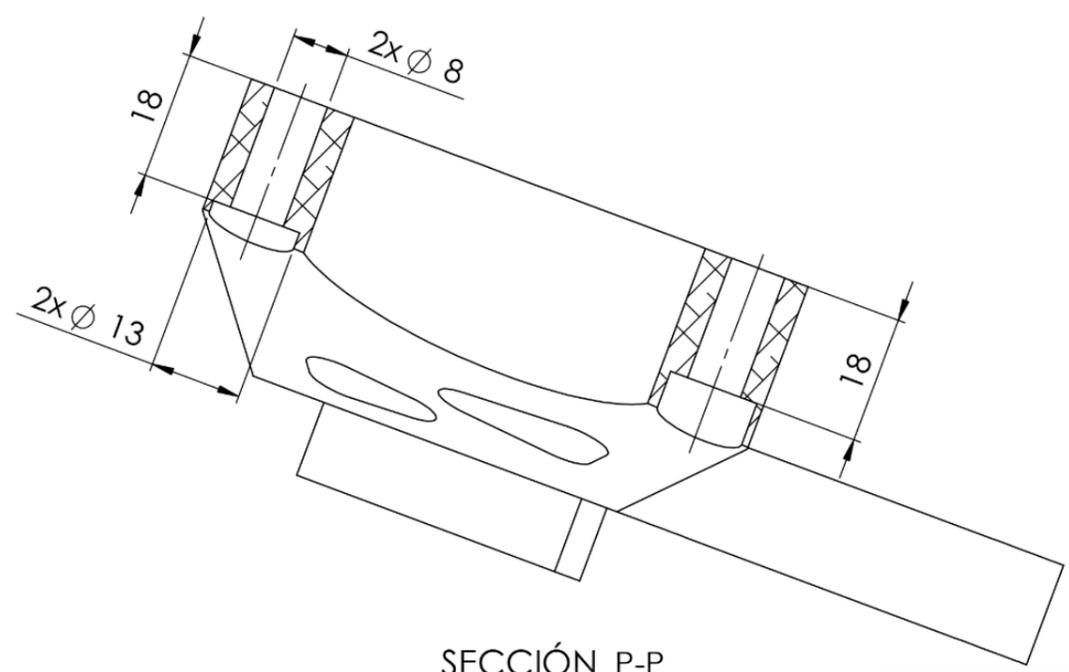
MATERIAL:
ACERO AISI 304



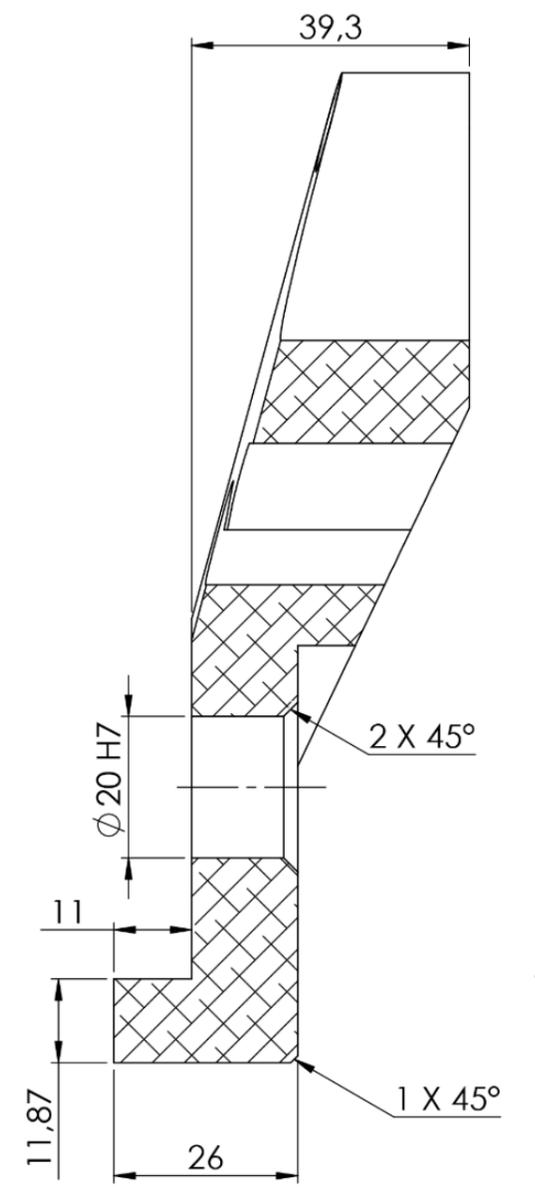
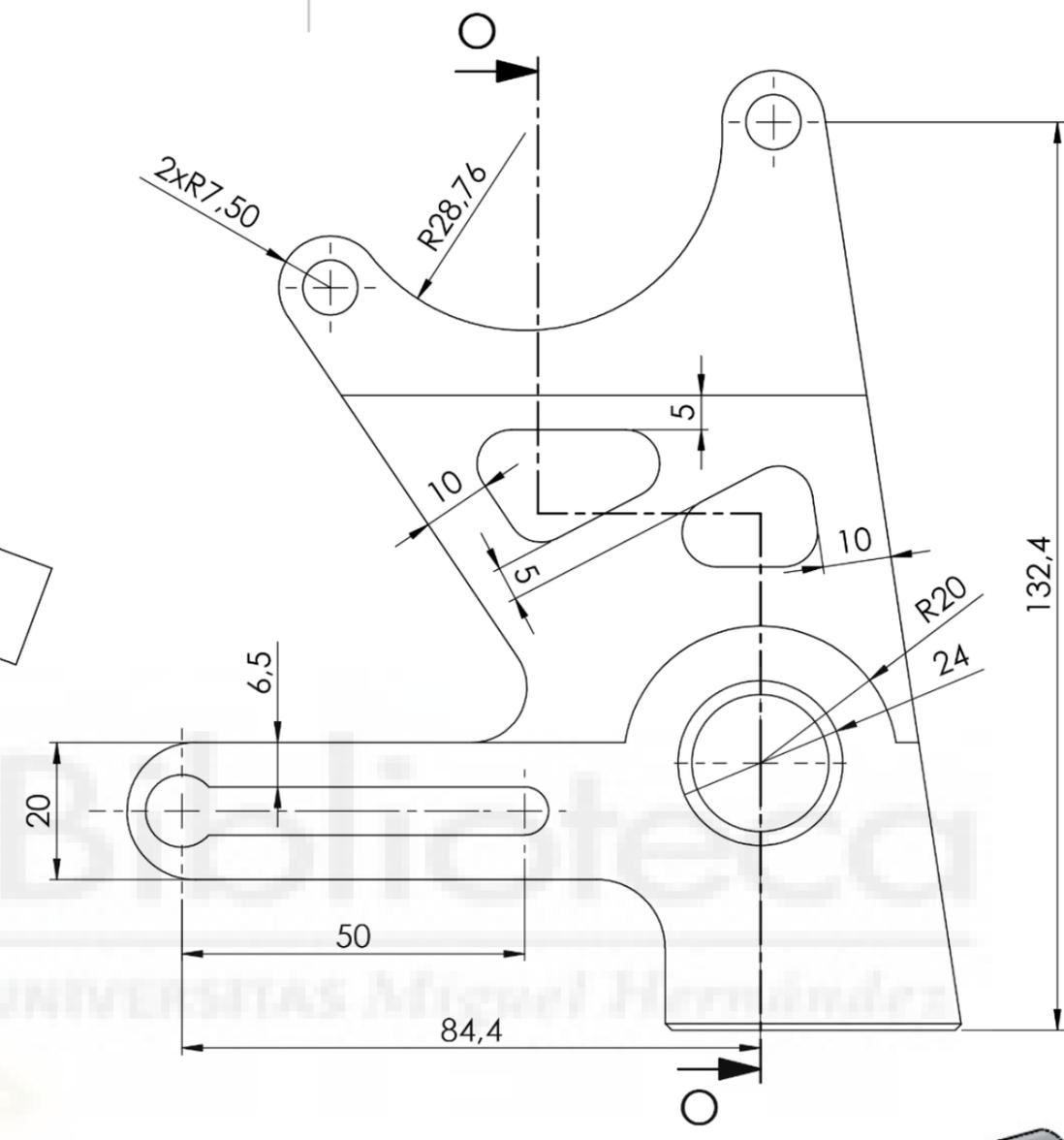
ESCALA: 2:1

A4

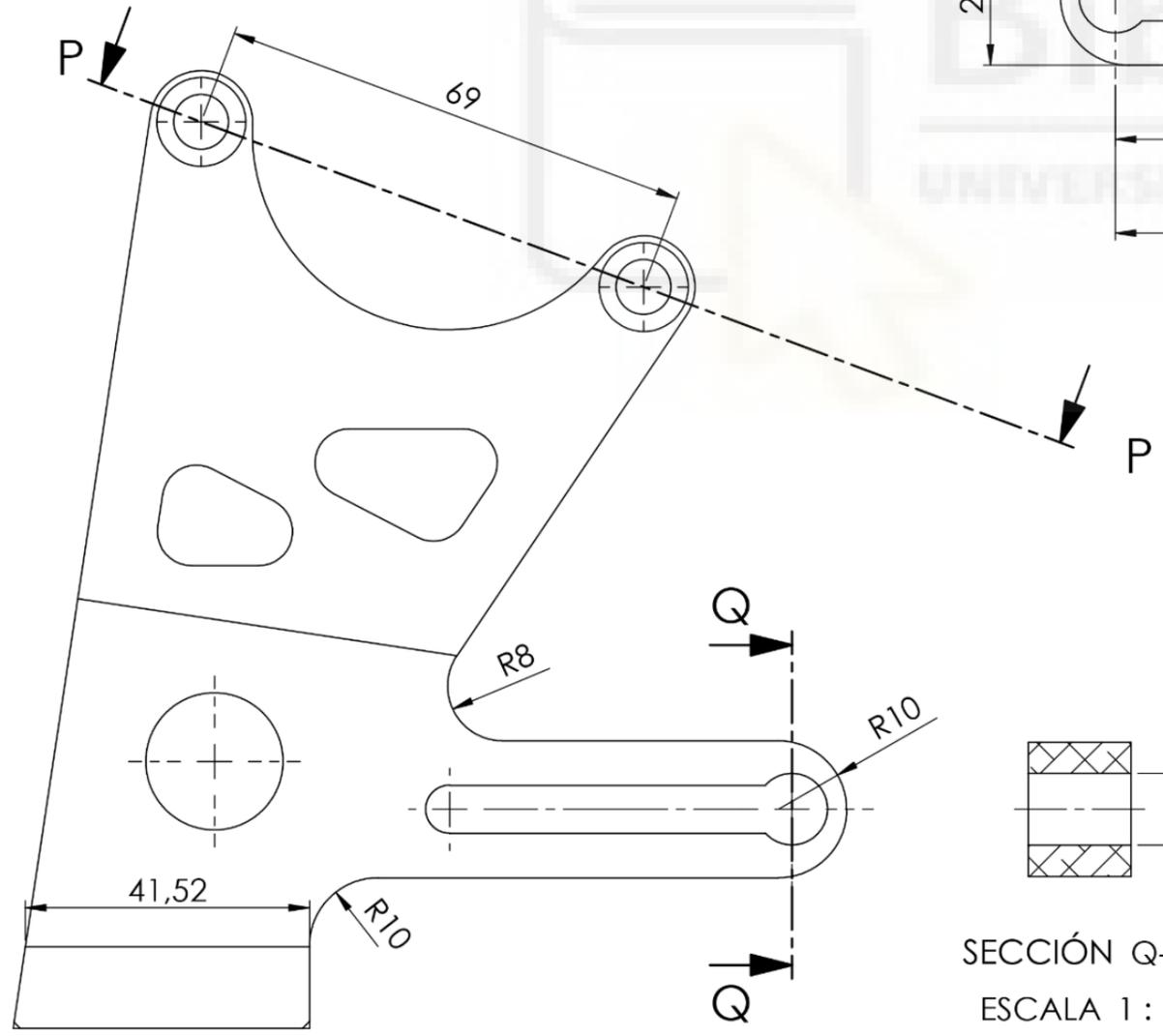
HOJA 1 DE 1



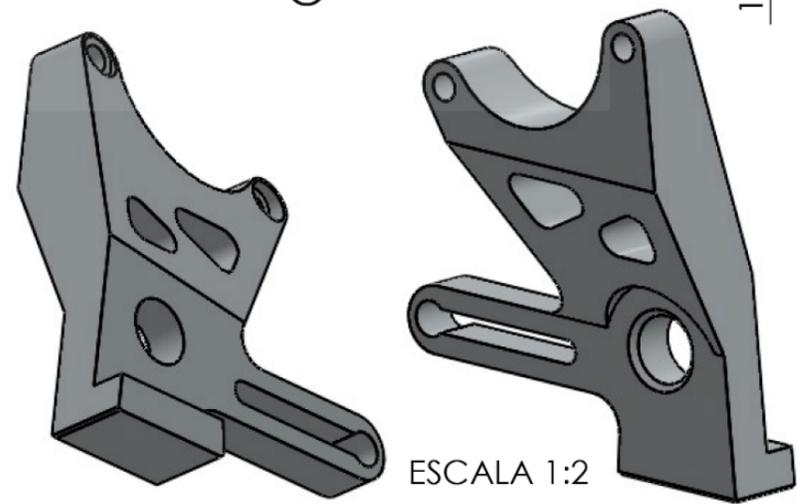
SECCIÓN P-P
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN O-O
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN Q-Q
ESCALA 1 : 1



ESCALA 1:2

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

FECHA:
Septiembre 2024



TÍTULO:
PORTAPINZA DE FRENO

N.º DE DIBUJO
BA-03-00

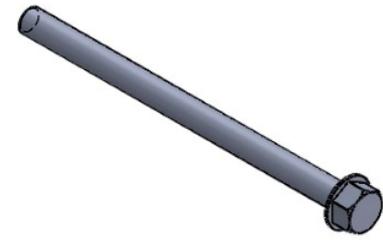
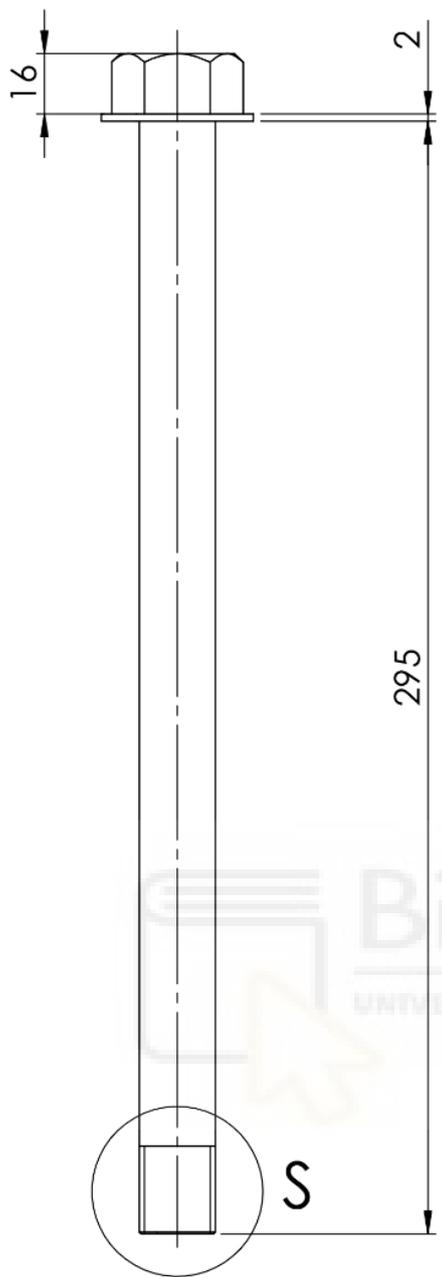
MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6

ESCALA: 1:1 A3 HOJA 1 DE 1

8 7 6 5

F

F



ESCALA 1:5

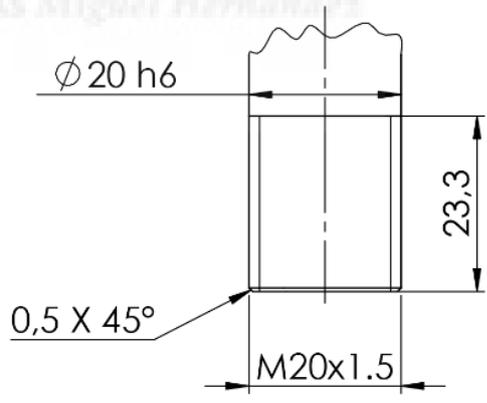
E

E

D

D

Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández



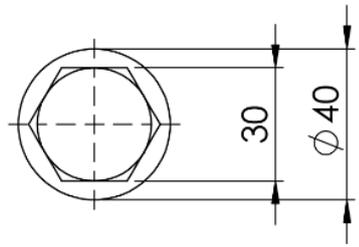
DETALLE S
ESCALA 1:1

C

C

B

B



DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

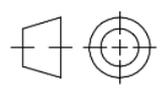
TÍTULO:
EJE RUEDA TRASERA

FECHA:
Septiembre 2024



N.º DE DIBUJO
BA-04-00

MATERIAL:
ACERO AISI 1045

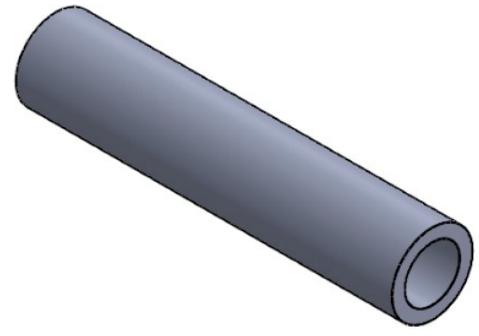


ESCALA: 1:2 A4 HOJA 1 DE 1

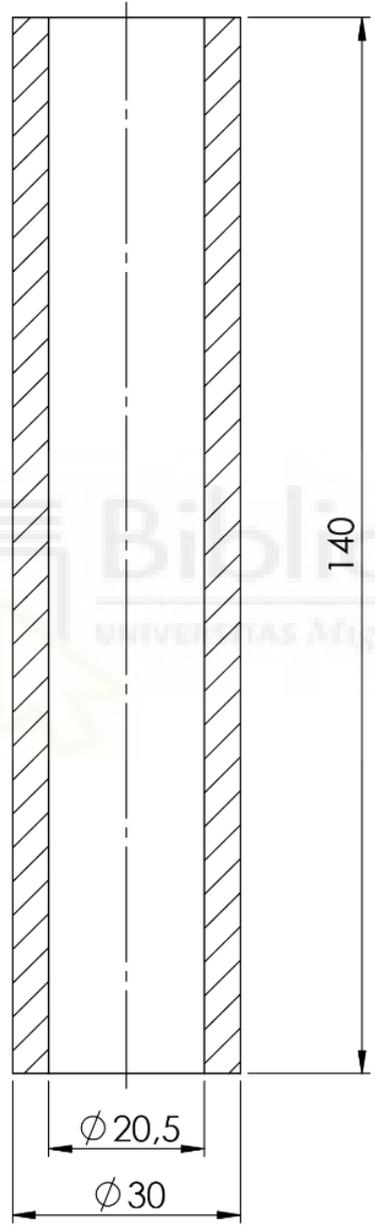
A

A

8 7 6 5



ESCALA 1:2



DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

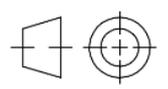
FECHA:
Septiembre 2024

TÍTULO:
CASQUILLO EJE PÍVOT CENTRAL

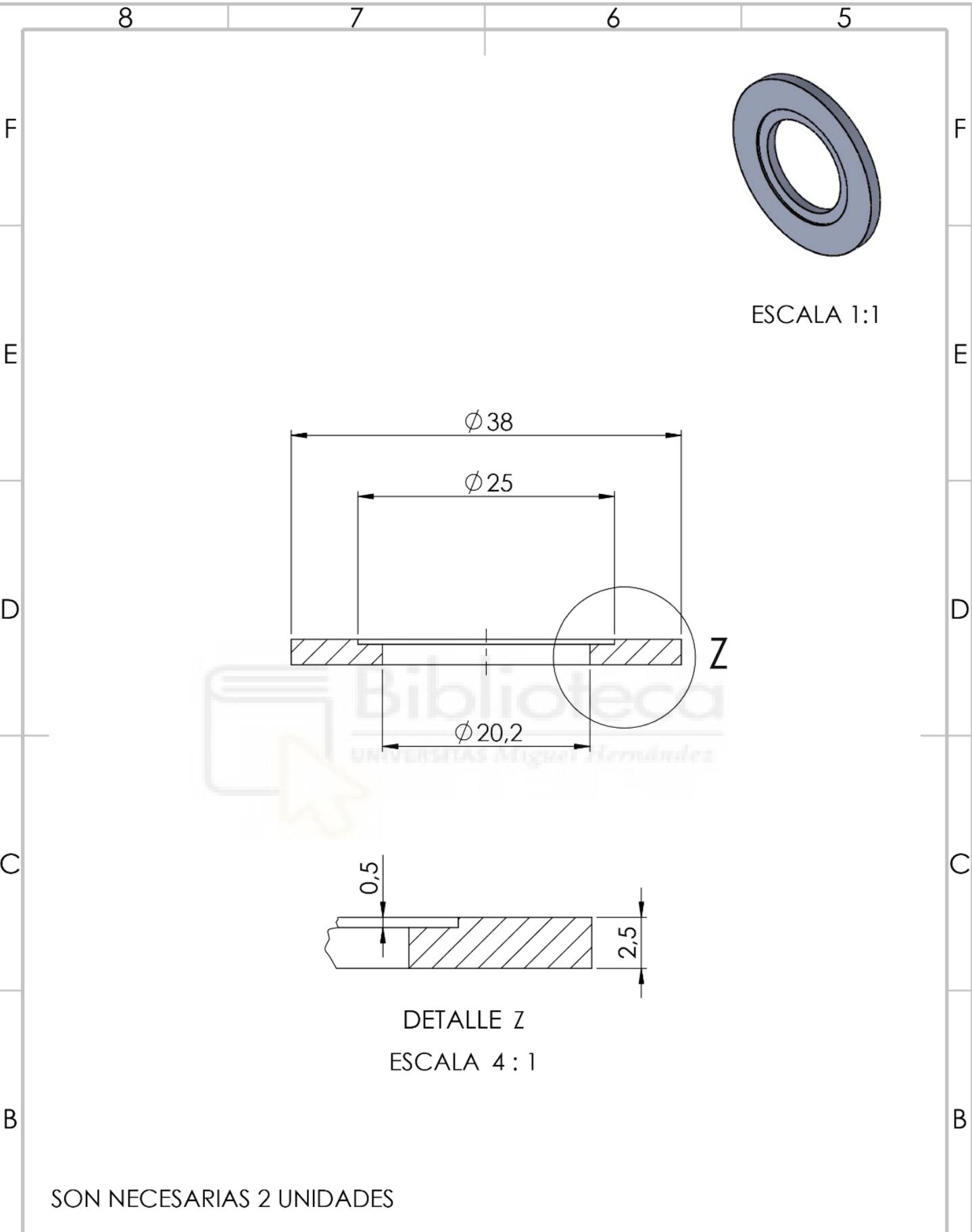


N.º DE DIBUJO
BA-05-00

MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6



ESCALA: 1:1 A4 HOJA 1 DE 1



ESCALA 1:1

DETALLE Z
ESCALA 4:1

SON NECESARIAS 2 UNIDADES

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

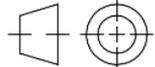
FECHA:
Septiembre 2024

TÍTULO:
CASQUILLO EJE PÍVOT LATERAL



N.º DE DIBUJO
BA-05-01

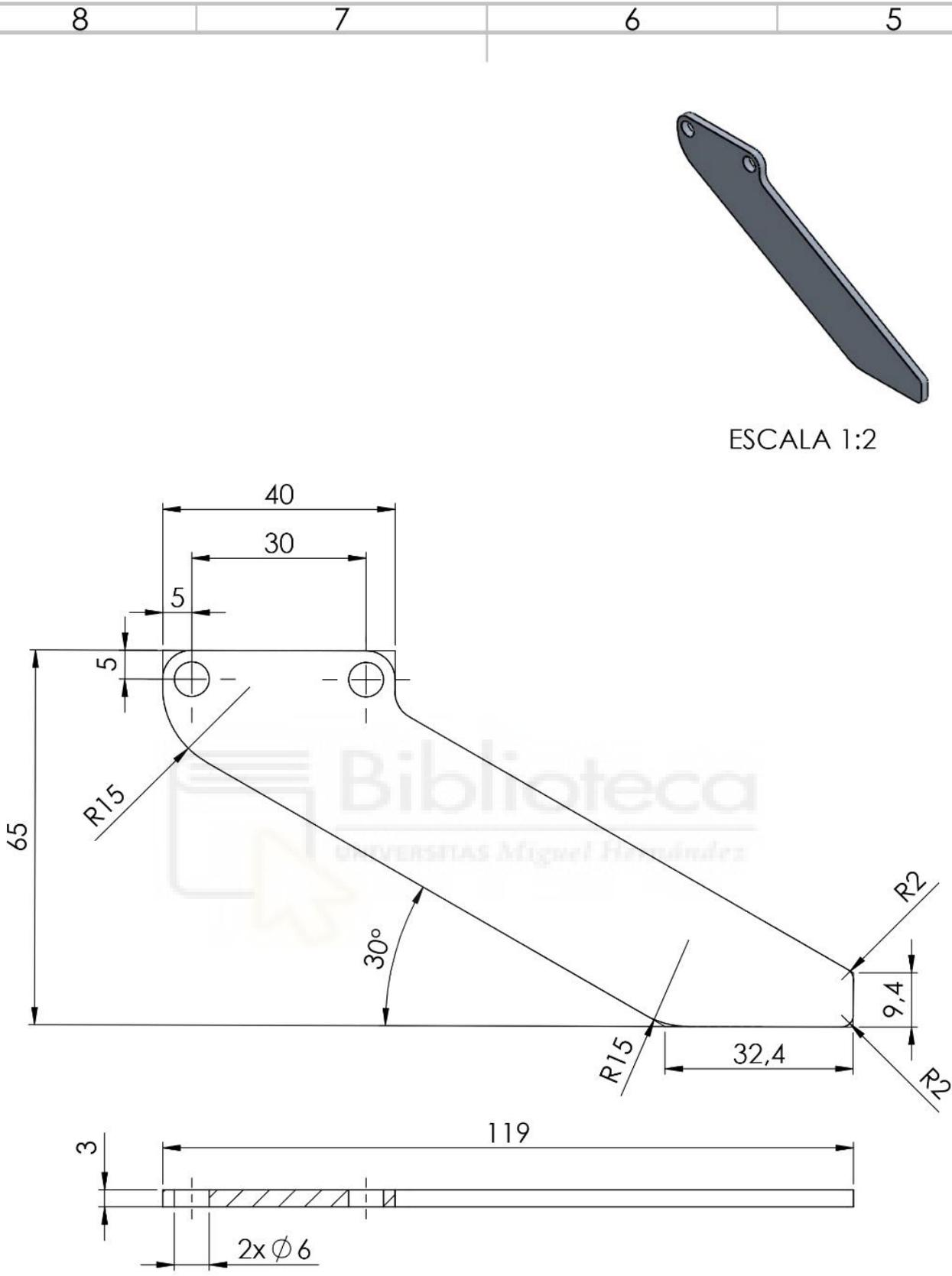
MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6



ESCALA: 2:1

A4

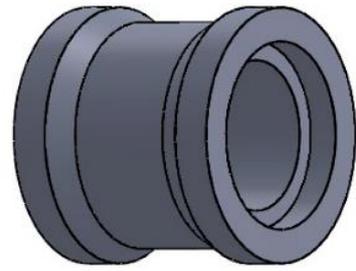
HOJA 1 DE 1



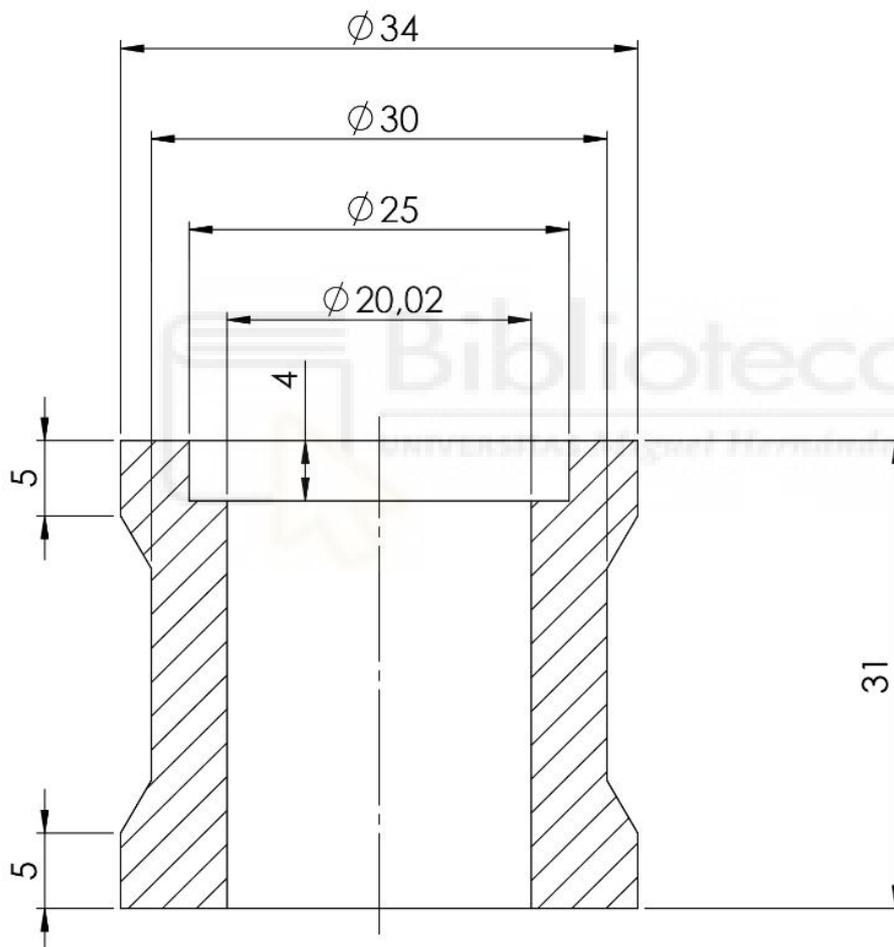
ESCALA 1:2

TODOS LOS RADIOS NO ACOTADOS SON DE 5mm

DISEÑADO POR: UMH Racing Team		TÍTULO: ALETA DE TIBURÓN	
FECHA: Septiembre 2024			
	N.º DE DIBUJO BA-05-02		MATERIAL: ALUMINIO 6061-T6
	ESCALA: 1:1		A4



ESCALA 1:1



DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

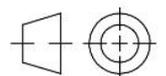
FECHA:
Septiembre 2024

TÍTULO:
CASQUILLO EJE TRASERO IZQ.



N.º DE DIBUJO
BA-05-03

MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6



ESCALA:1:1

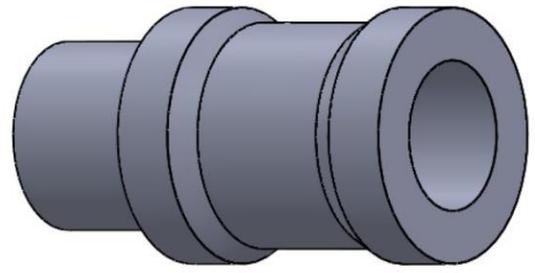
A4

HOJA 1 DE 1

8 7 6 5

F

F



ESCALA 1:1

E

E

$\phi 34$

$\phi 30$

8

D

D

42

62

C

C

8

B

B

$\phi 20,02$

$\phi 25$

DISEÑADO POR:
UMH Racing Team

TÍTULO:
CASQUILLO EJE TRASERO DER.

FECHA:
Septiembre 2024

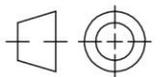
A

A



N.º DE DIBUJO
BA-05-04

MATERIAL:
ALUMINIO 6061-T6



ESCALA: 2:1

A4

HOJA 1 DE 1

8 7 6 5

ANEXO B - Documentación rodamientos



81104 TN



Rodamiento axial de una hilera de rodillos cilíndricos, de simple efecto

Los rodamientos axiales de una hilera de rodillos cilíndricos están diseñados para admitir grandes cargas axiales y cargas máximas en un sentido, pero no cargas radiales. Proporcionan un alto grado de rigidez y requieren poco espacio axial. Se utilizan principalmente en aplicaciones en las que los rodamientos axiales de bolas no tienen suficiente capacidad de carga. Una característica importante es el diseño desmontable, que facilita el montaje y permite intercambiar los componentes del rodamiento.

- Alta capacidad de carga axial
- Alta rigidez
- Larga vida útil
- Requieren poco espacio axial
- Diseño desmontable

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	20 mm
Diámetro exterior	35 mm
Espesor	10 mm

Rendimiento

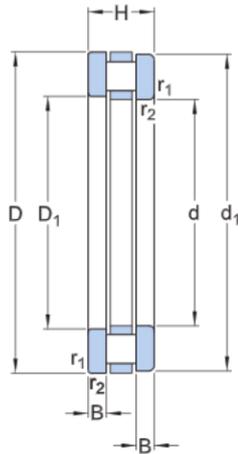
Capacidad de carga dinámica básica	18.6 kN
Capacidad de carga estática básica	48 kN
Velocidad de referencia	3 800 r/min
Velocidad límite	7 500 r/min

Propiedades

Pieza del rodamiento	Rodamiento completo
Capacidad de carga axial	De simple efecto
Cantidad de hileras	1
Jaula	No metálico
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin

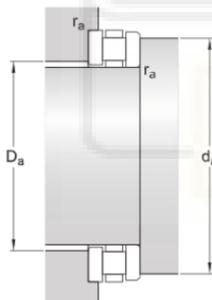
Especificación técnica

Dimensiones



d	20 mm	Diámetro interno
D	35 mm	Diámetro exterior
H	10 mm	Altura
d ₁	35 mm	Diámetro exterior de la arandela del eje
D ₁	21 mm	Diámetro del agujero de la arandela del soporte
B	2.75 mm	Altura de la arandela del eje
r _{1,2}	min. 0.3 mm	Dimensión del chaflán de la arandela del soporte

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 34 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 21 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 0.3 mm	Radio de acuerdo

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	18.6 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	48 kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.65 kN
Velocidad de referencia		3 800 r/min
Velocidad límite		7 500 r/min
Factor de carga axial mínima	A	0.000184

Masa

Masa de rodamiento	0.037 kg
--------------------	----------

Productos incluidos

Corona axial de rodillos	K 81104 TN
Arandela del eje	WS 81104
Arandela del soporte	GS 81104



HK 2020

Casquillo de agujas con extremos abiertos

Los casquillos de agujas suelen utilizarse en aplicaciones en las que el agujero del soporte no puede usarse como camino de rodadura para una corona de agujas, pero que requieren una disposición de rodamientos muy compacta y económica. Gracias a su gran número de rodillos, los rodamientos tienen una gran capacidad de carga y rigidez.

- Alta capacidad de carga radial
- Alta rigidez
- Muy baja altura de la sección transversal



Overview

Dimensiones

Diámetro del agujero del complemento de agujas	20 mm
Diámetro exterior	26 mm
Ancho	20 mm

Rendimiento

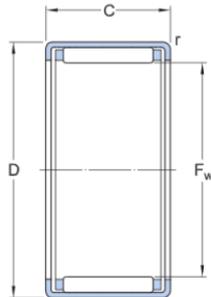
Capacidad de carga dinámica básica	15.1 kN
Capacidad de carga estática básica	26.5 kN
Velocidad de referencia	12 000 r/min
Velocidad límite	14 000 r/min

Propiedades

Pieza del rodamiento	Rodamiento sin aro interior
Cantidad de hileras	1
Tipo respecto del aro exterior	Casquillo con extremos abiertos
Característica de alineación	Sin
Jaula	Chapa de acero
Cantidad de pestañas del aro exterior	2
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin
Tipo de sellado	No aplica
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica

Dimensiones



F_w	20 mm	Diámetro debajo de los rodillos
D	26 mm	Diámetro exterior
C	20 mm	Width
r	min. 0.8 mm	Dimensión del chaflán del casquillo (aro exterior)

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	15.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	26.5 kN
Carga límite de fatiga	P_u	3.15 kN
Velocidad de referencia		12 000 r/min
Velocidad límite		14 000 r/min

Masa

Masa de rodamiento	0.024 kg
--------------------	----------

Productos asociados

Aro interior de la serie IR	IR 17x20x20.5
Aro interior de la serie LR	LR 17x20x20.5
Sello radial del eje con baja sección transversal y un solo labio	G 20x26x4
Sello radial del eje con baja sección transversal y doble labio	SD 20x26x4

6. BIBLIOGRAFÍA

MotoStudent. (2022). *VII MotoStudent International Competition 2022-2023 Competition Regulations*. (Revisión 03/2022).

Cossalter, V. (2006). *Motorcycle dynamics*. Lulu.

Gabrian Team. (s.f.). *Aluminio 6061: Conozca Sus Propiedades y Usos*. Gabrian. <https://www.gabrian.com/es/aluminio-6061-conozca-sus-propiedades-y-usos/>

Grumeber S.L.. (2021, abril 29). *Acero Inoxidable AISI 304: propiedades*. <https://grumeber.com/acero-inoxidable-aisi-304/>

Redacción Aceromafe. (2021,). *Acero 1045: características y usos más frecuentes en la industria*. Aceromafe. <https://www.aceromafe.com/acero-1045-caracteristicas-usos/>

AISI 1045 Steel, cold drawn, high temperature stress relieved, 50-75 mm (2-3 in) round. (2020, julio 15). MatWeb.

https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=193434cf42e343fab880e1dabdb143ba

Medidas de las cadenas de moto en todos los pasos. (2017, marzo 4). Kit de Cadena. <https://www.kitdecadena.com/es/info/medidas-de-las-cadenas-de-moto-pasos>

SKF. (s.f.). *81104 TN. Rodamiento axial de una hilera de rodillos cilíndricos, de simple efecto*. <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-thrust-bearings/productid-81104%20TN>

SKF. (s.f.). *HK 2020. Casquillo de agujas con extremos abiertos* <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/drawn-cup-needle-roller-bearings/productid-HK%202020>

