



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica
Itinerario de Mecánica y Máquinas

*DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE
PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT
ELECTRIC EMPLEANDO UNA ESTRUCTURA DE
ALUMINIO*

Autor: Miguel Ángel Fernández Soria

Tutor: Dr. D. Javier Pérez Fernández

Cotutor: D. Juan María Velasco García

Departamento: Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos

Área de Conocimiento: Ingeniería Mecánica

Málaga, junio de 2023

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quisiera agradecer a mi hermana, a mis padres y a los que me ven desde el cielo, por darme la oportunidad de estudiar fuera de mi ciudad y apoyarme constantemente en todo lo que me he propuesto.

Agradecer a mis amig@s y familia del pueblo, por animarme en época de exámenes y estar ahí siempre que lo he necesitado.

Agradecer a mis amig@s de Málaga y compañeros de clase, que se han convertido en mi familia de Málaga, me han ayudado constantemente a resolver dudas y mi viaje por la universidad ha sido mucho más ameno gracias a ell@s. Especial mención quiero hacerle a Lucia, que ha sido la mejor profesora, amiga, consejera y una de las personas más disciplinadas y amables que he conocido.

Agradecer al equipo Uma Racing Team, tanto a profesores, por guiarme por el camino del conocimiento, como a mis compañeros, por enseñarme a trabajar en equipo y formar una buena familia. Especial mención quiero hacerle a mi cotutor Juanma, por confiar en mí para la realización de este trabajo y ayudarme con todas las dudas que me han surgido.

Por último, me quería agradecer a mí, por no tirar la toalla en ningún momento y luchar como un guerrero aunque las cosas se pusieran en mi contra durante varios años.

RESUMEN

Partiendo de la VII edición de la competición MotoStudent, el equipo UMA Racing Team de la Universidad de Málaga, en la cual los integrantes de este cooperan en la fabricación y diseño de una motocicleta eléctrica con el objetivo de aprender y desarrollar cualidades técnicas y de trabajo en equipo, surge la necesidad de implementar el diseño y fabricación de un basculante para la motocicleta entre otras necesidades, labor que me fue atribuida.

El lector de este documento podrá adentrarse de manera clara y detallada en todos los pasos que se han ido realizando para llegar al basculante que será implantado en la motocicleta.

El documento comienza con una puesta en situación de lo que es MotoStudent, un análisis del mercado actual de motocicletas eléctricas, así como del material y de los posibles diseños candidatos a basculante que se pueden implantar. Se verá las ventajas y desventajas de cada uno y una resolución final en la que se decantará por el basculante que más concuerde con las necesidades requeridas. Se estudiará si el diseño creado es capaz de soportar esfuerzos previamente calculados, así como si es suficientemente rígido. A su vez, se estudiará el método de fabricación más acorde a la pieza diseñada. El documento se cerrará con una conclusión y con un apartado de anexos donde vendrán recogidos los códigos de Matlab empleados. Al final de este, aparecerán los planos de la pieza fabricada con todas sus medidas y propiedades para poder ser fabricada.

PALABRAS CLAVE: basculante, MotoStudent, UMA Racing Team, materiales, Squat, aluminio, motocicleta, sistema de suspensión

ABSTRACT

Starting from the VII edition MotoStudent competition, the University of Malaga's Uma Racing Team, in which the students cooperate for fabrication and desing of an electric motorcycle with aim of learn and develop technical cualities and theamwork, the need arises to implement the design and manufacture of a swingarm for the motorcycle among other needs, work that was attributed to me

Reader Will be able to witness all the process is done to get to the final swingarm of the motorcycle.

Document starts with a situation of what is MotoStudent, analysis of actual market of electric bikers as well as materials and desings to be implement. It will content the advantages and disavantages of each one and a final solution of the best swingarm. It will be studied if swingarm is resistance with previously calculated forces and if swingarm is stiff enough. After, It will be done a study about the swingarm's fabrication. Document will finish with a conclusion and an annexes section with all the calculus of Matlab. At the end of the document there are blueprints about the dimensions and properties of the swingarm.

Keywords: swingarm, MotoStudent, UMA Racing Team, materials, Squat, aluminum, motorcycle, suspension system

INDICE DE CONTENIDO

1.	Introducción.....	1
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Objetivos y planificación.....	3
1.3	Programas de cálculo.....	4
2.	Definiciones y abreviaturas.....	5
3.	El basculante	6
3.1	Definición e historia.....	6
3.2	Tipos de basculante	8
3.2.1	Monobrazo	8
3.2.2	Brazo doble.....	10
3.2.3	Tubular o macizo.....	10
3.3	Influencia del basculante en la motocicleta.	11
3.4	Squat y Dive	12
3.4.1	Transferencia de carga.....	12
3.4.2	Squat.....	14
3.4.3	Trasmisión por cadena.....	14
3.4.4	Squat aerodinámico.....	17
3.4.5	Influencia de frenado en la parte trasera	18
3.4.6	Desarrollo matemático del Squat	19
4.	Material del basculante	25
4.1	Clasificación de los aluminios	27
5.	Diseño del basculante	29
5.1	Requisitos técnicos	29
5.2	Requisitos geométricos.	29
5.3	Diseño inicial.....	31
5.4	Ensamblaje del basculante	37
5.5	Vaciado del basculante y subensamblajes	38
5.5.1	Brazos.....	38
5.5.2	Laterales superiores.....	40
5.5.3	Cuerpo central	41

5.5.4	Uniones cuerpo-brazos.....	42
5.5.5	Cajón	42
5.6	Uniones del basculante a los distintos componentes	45
5.6.1	Unión al chasis	45
5.6.2	Unión a las bieletas de la suspensión	47
5.6.3	Unión a la rueda trasera	48
6.	Análisis de fuerzas.....	51
6.1	Centro de gravedad y masa de la motocicleta con y sin piloto	51
6.2	Ecuaciones de partida.....	53
6.2.1	Aceleración	57
6.2.2	Fuerzas en el basculante.....	62
6.3	Frenada	65
6.4	Paso por curva	66
6.5	Fuerzas aplicadas por la organización de la competición.....	69
7.	Justificación del Método de Elementos Finitos	70
7.1	Variables a emplear en la simulación	71
7.1.1	Tipo de elemento.....	71
7.1.2	Configuraciones	71
7.1.3	Malla	72
8.	Condiciones de contorno y aplicación de cargas.....	73
8.1	Aceleración	75
8.2	Cargas en prensa aplicadas por la organización de la competición (Prensa).....	77
8.3	Paso por curva	78
8.4	Rigidez Torsional.....	78
8.5	Rigidez Lateral.....	80
9.	Simulación con SolidWorks.....	80
9.1	Simulación de aceleración máxima limitada por adherencia.....	80
9.2	Cargas en prensa aplicadas por la organización de la competición (Prensa).....	83
9.3	Simulación de paso por curva.....	85
9.4	Simulación de rigidez torsional.....	88
9.5	Simulación de rigidez lateral.....	89
10.	Fabricación.....	92
10.1	Mecanizado por arranque de viruta.....	96

10.2	Soldadura.....	98
10.2.1	Soldadura por fusión.....	99
10.2.2	Características de la soldabilidad del aluminio.....	100
11.	Conclusión y líneas futuras.....	102
12.	Bibliografía.....	103
13.	Anexos.....	106
13.1	Cálculo de Squat.....	106
13.2	Marco normativo.....	107
13.3	Planos.....	109

INDICE DE FIGURAS

Figura 1:	TechnoPark Motorland. [1].....	1
Figura 2:	Símbolo Petrol MotoStudent. [1].....	1
Figura 3:	Símbolo Electric MotoStudent. [1].....	1
Figura 4:	Logo UMA Racing Team. [2].....	2
Figura 5:	Prototipo MS1920. [2].....	2
Figura 6:	Ventas de vehículos eléctricos a lo largo de los años. [3].....	3
Figura 7:	Basculante de una Honda RC213V. [4].....	6
Figura 8:	Basculante genérico en CAD. [5].....	6
Figura 9:	Suspensión tipo Plunger. [32].....	7
Figura 10:	Harley-Davidson de 1920. [6].....	7
Figura 11:	Suspensión tipo Cantilever, inventada por Vincent. [7].....	7
Figura 12:	Sistema de doble suspensión de una Norton 500 Max. [8].....	8
Figura 13:	Vista de la rueda trasera con basculante monobrazo de una Ducati. [9].....	9
Figura 14:	Motocicleta ELF con basculante monobrazo. [10].....	9
Figura 15:	Basculante sin refuerzo. [33].....	10
Figura 16:	Basculante con refuerzo superior. [34].....	10
Figura 17:	Basculante tubular de sección rectangular sin refuerzo de una Honda NSR 125 R. [2].....	11
Figura 18:	Basculante tubular de sección redonda de una Bimota Db6. [12].....	11
Figura 19:	Geometría centro de gravedad, transferencia de carga. [13].....	13
Figura 20:	Fuerzas anti-Squat y pro-Squat generadas por el basculante y la cadena. [13].....	15

Figura 21: Disposiciones del centro de fuerzas instantáneo en función de las directrices de la cadena y del basculante. [13]	16
Figura 22: Variación del efecto anti-Squat en función del piñón del motor que engrana la cadena. [13] .	17
Figura 23: Influencia de la aerodinámica en el Squat. [13]	18
Figura 24: Pinza de freno trasero con giro libre. [13]	19
Figura 25: BMW R1200GS con pinza de freno atornillada a pivote. Fuente: [14].....	19
Figura 26: Equilibrio de fuerzas en el eje trasero. [15].....	20
Figura 27: Geometría del basculante trasero con transmisión por cadena. [15].....	21
Figura 28: Líneas de Squat y transferencia de carga . [2]	22
Figura 29: Coordenadas del eje del motor con el eje del basculante. [2]	24
Figura 30: Distancia del piñón del motor con el eje trasero del basculante. [2].....	24
Figura 31: Acero.[36]	26
Figura 32: Fibra de carbono.[35]	26
Figura 33: Aluminio.[16]	26
Figura 34: Tipos de aluminios [19].....	27
Figura 35: Vista lateral del chasis. [2]	30
Figura 36: Sistema de suspensión con ternario y bieletas. [2]	30
Figura 37: Vista en planta del amortiguador. [2].....	30
Figura 38: Anchura interior del chasis. [2].....	30
Figura 39: Anchura máxima de bieletas y ternario. [2]	31
Figura 40: Distancia entre ejes del amortiguador. [2]	31
Figura 41: Vista lateral del sistema de suspensión con bieletas y ternario. [2]	31
Figura 42: Vista en alzado del neumático trasero. [2].....	31
Figura 43: Basculante de una Aprilia RS-GP de 2017. [23]	32
Figura 44: Parte lateral derecha de la motocicleta Aprilia RS-GP. [24]	33
Figura 45: Diseño inicial en SolidWorks de la vista lateral izquierda del basculante. [2].....	33
Figura 46: Vista lateral del basculante con orificio para el eje trasero y corte delantera. [2]	33
Figura 47: Vista en planta de la unión brazo-cuerpo. [2]	34
Figura 48: Vista lateral del basculante. [2]	34
Figura 49: Resultado final de la operación de la unión brazo-cuerpo. [2]	34
Figura 50: Hueco para tensor del eje trasero. [2].....	35
Figura 51: Cuerpo central. [2].....	35
Figura 52: Unión de ambos brazos del basculante. [2]	35

Figura 53: Diseño del orificio del eje delantero y los soportes de los rodamientos. [2]	36
Figura 54: Croquis del posicionamiento de las bieletas de la suspensión trasera. [2]	36
Figura 55: Oreja para sujetar el soporte del freno trasero. [2]	36
Figura 56: Vista trasera del basculante . [2]	37
Figura 57: Vista lateral del basculant . [2].	37
Figura 58: Interior de la carpeta "cuerpo central". [2]	38
Figura 59: Carpetas con las diferentes piezas y subensamblajes. [2].....	38
Figura 60: Brazo izquierdo del basculante aligerado. [2]	38
Figura 61: Chapa del brazo izquierdo. [2].....	39
Figura 62: Vista en detalle de la rebaba del brazo izquierdo. [2].....	39
Figura 63: Vista del subensamblaje brazo izquierdo + chapa izquierda. [2]	39
Figura 64: Cogidas para el guardabarros trasero. [2]	40
Figura 65: Vista del lateral izquierdo superior del basculante. [2].....	40
Figura 66: Chapa lateral izquierda superior. [2]	40
Figura 67: Subensamblaje lateral izquierdo superior. [2].....	40
Figura 68: Cogida bieletas suspensión. [2]	41
Figura 69: Cilindro delantero superior del cuerpo centra. [2].....	41
Figura 70: Chapa trasera cuerpo central. [2].....	41
Figura 71: Chapa trasera del cuerpo central	41
Figura 72: Chapa central cuerpo latera . [2]	41
Figura 73: Vista en conjunto del cuerpo central desde plano inferior . [2]	41
Figura 74: Unión cuerpo brazo izquierdo . [2]	42
Figura 75: Vista general del conjunto unión cuerpo brazo izquierdo . [2]	42
Figura 76: Chapa unión cuerpo brazo izquierdo . [2]	42
Figura 77: Pieza vertical del conjunto cajón. [2].....	43
Figura 78: Chapa superior horizontal del conjunto cajón. [2]	43
Figura 79: Vista del conjunto cajón. [2]	43
Figura 80: Vista lateral del basculante. [2]	44
Figura 81: Vista en planta del basculante. [2]	44
Figura 82: Vista frontal del basculante. [2].....	45
Figura 83: Vista trasera del basculante. [2]	45
Figura 84: Aro interior para rodamiento de agujas IR 17X20X20. [37]	46
Figura 85: Rodamiento radial HK 2020. [37].....	46

Figura 86: Sección del conjunto de rodamientos. [2].....	46
Figura 87: Rodamiento axial AXW 2035. [37].....	46
Figura 88: Sección del hueco para los rodamientos en el lateral superior. [2]	47
Figura 89: hueco para los rodamientos en el lateral superior. [2]	47
Figura 90: Montaje de los rodamientos en los huecos del basculante. [2].....	47
Figura 91: Casquillo antifricción PPM 101212. [37].....	48
Figura 92: Arandela axial PCMW 122401. [37].....	48
Figura 93: Sección de la cogida a las bieletas de la suspensión. [2]	48
Figura 94: Tensor de la cadena. [2].....	49
Figura 95: Hendidura para el tensor y el eje de la cadena. [2].....	49
Figura 96: Vista de la cogida del soporte de la suspensión del brazo derecho del basculante . [2]	50
Figura 97: Explosionado de la sujeción del soporte de la pinza de freno . [2]	50
Figura 98: Punto de referencia para c.d.g. [2]	53
Figura 99: Representación esquematizada de una rueda e interviniendo las fuerzas de tracción (azul) y de rodadura (roja) . [2]	55
Figura 100: Fuerzas involucradas en la motocicleta. [2]	55
Figura 101: Partes rotativas de una motocicleta de combustión. [2]	58
Figura 102: Aceleración limitada por el coeficiente de adherencia . [2].....	59
Figura 103: Fenómeno de Wheeling. [25]	61
Figura 104: Representación de fuerzas y reacciones en el basculante. [2].....	62
Figura 105: Fuerzas aplicadas en el basculante en el plano XZ. [2].....	64
Figura 106: Fuerzas aplicadas en el basculante en el plano YZ. [2]	65
Figura 107: Fenómeno de Stoppie [26]	66
Figura 108: Representación ángulo de caída, ϵ [27]	68
Figura 109: Representación de las fuerzas que afectan al neumático. [27].....	68
Figura 110: Visualización del árbol configuración. [2].....	71
Figura 111: Configuración del basculante con eje . [2]	71
Figura 112: Malla fina en el estudio de simulación . [2].....	73
Figura 113: Interfaz de SolidWorks para la aplicación de sujeciones . [2]	74
Figura 114: Croquis de la parte trasera de la motocicleta en su estado de compresión máxima . [2]	74
Figura 115: Croquis de la parte trasera de la motocicleta en su estado de reposo. [2].....	74
Figura 116: Croquis trasero de la suspensión. [2]	75
Figura 117: Representación del croquis mostrado en Figura 114, 115 y 116. [2]	75

Figura 118: Restricciones para el estudio de aceleración máxima. [2]	76
Figura 119: Cargas distribuidas introducidas para la simulación de aceleración máxima. [2]	76
Figura 120: Fuerzas remotas aplicadas en la simulación de prensa. [2]	77
Figura 121: Condiciones de contorno y cargas en la simulación de paso por curva. [2].....	78
Figura 122: Condiciones de contorno para la simulación de rigidez torsional . [2]	79
Figura 123: Momento torsor aplicado para la simulación de rigidez torsional. [2]	79
Figura 124: Condiciones de contorno y carga aplicadas para el caso de simulación para rigidez lateral. [2]	80
Figura 125: Distribución de tensión en el basculante ante la situación de aceleración máxima limitada por adherencia. [2].....	81
Figura 126: Vista en detalle de la zona más crítica de la situación de aceleración máxima limitada por adherencia. [2].....	81
Figura 127: Tensión máxima en el estudio de aceleración máxima limitada por adherencia. [2]	82
Figura 128: Distribución del factor de seguridad en el estudio de aceleración máxima limitada por adherencia. [2].....	82
Figura 129: Tensiones máximas en la simulación de prensa. [2]	83
Figura 130: Tensiones máximas en la simulación de prensa. [2]	84
Figura 131: Factor de seguridad en la zona de la cogida del eje del brazo derecho. [2]	85
Figura 132: Simulación de paso por curva a derechas. [2]	86
Figura 133: Simulación de paso por curva a izquierdas. [2]	86
Figura 134: Tensión máxima en la simulación de curva a derechas. [2]	86
Figura 135: Factor de seguridad en la simulación de paso por curva a derechas. [2].....	87
Figura 136: Desplazamiento vertical de la simulación de rigidez torsional.[2]	88
Figura 137: Distribución de desplazamiento en la simulación de rigidez lateral. [2].....	89
Figura 140: Vista explosionada del subensamblaje cuerpo central. [2]	93
Figura 141: Vista explosionada del subensamblaje parta abajo cuerpo central. [2].....	93
Figura 142: Vista explosionada del subensamblaje brazo izquierdo. [2]	94
Figura 143: Vista explosionada del subensamblaje brazo derecho. [2]	94
Figura 144 : Vista explosionada del subensamblaje lateral izquierdo. [2]	95
Figura 145: Vista explosionada del subensamblaje unión cuerpo brazo izquierdo. [2]	95
Figura 146: Vista explosionada del subensamblaje cajón. [2].....	96
Figura 147: Fresadoras. [2]	96
Figura 148: Movimientos de la fresadora. [2]	96
Figura 149: Planeado. [30].....	97

Figura 150: Fresado periférico. [30]	97
Figura 151: Cajeados. [30]	97
Figura 152: Fresado de escuadra. [30]	97
Figura 153: Tornofresado. [30]	98
Figura 154: Perfilados. [30].....	98
Figura 155: Fresado de roscas. [30].....	98
Figura 156: Fresado de ranuras. [30].....	98
Figura 157: Equipo de soldeo para soldadura TIG. [19]	99
Figura 158: Ventajas y limitaciones de la soldadura TIG. [19].....	99
Figura 159: Color de la botella de Argón. [19].....	99
Figura 160: Portaelectrodo [19]	99
Figura 161: Diferencias entre el Argón, Helio y Dióxido de Carbono. [17].....	100
Figura 162: Proceso de soldadura del basculante de 2018. [2].....	100
Figura 163: Conductividad térmica del acero y del aluminio. [19].....	101
Figura 164: Fuerza aplicadas por la organización de la competición sobre la motocicleta. [1]	108
Figura 165: Aleta de tiburón. [1]	108

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades de la aleación EN AW 6082-T651. [22]	28
Tabla 2: Comparativa de rigideces y masa de otros años y rigideces recomendadas por [15].....	37
Tabla 3: Valores de c.d.g. y masa de cada componente de la motocicleta. [2].....	51
Tabla 4: Centro de gravedad de la motocicleta. [2]	52
Tabla 5: Centro de gravedad del piloto, así como la masa total de este y la motocicleta. [2].....	52
Tabla 6: Centro de gravedad motocicleta y piloto. [2]	52
Tabla 7: Inercias de los motores eléctricos de ediciones pasadas . [2]	59
Tabla 8: Datos técnicos de los motores eléctricos de las diferentes ediciones. [2]	63
Tabla 9: Estudio de elección de la malla más acorde para su uso en simulación . [2]	72
Tabla 10: Resumen de tensiones de la figura de la Figura 126. [2]	82
Tabla 11: Resumen del factor de seguridad de la figura de la Figura 128. [2]	83
Tabla 12: Resumen tensiones en la zona de la cogida del eje del brazo derecho. [2]	84
Tabla 13: Resumen del factor de seguridad en la zona de la cogida del eje del brazo derecho. [2].....	85
Tabla 14: Resumen de tensiones en el brazo derecho ante la simulación de paso por curva derecha. [2] 87	

Tabla 15: Resumen del factor de seguridad en la simulación de paso por curva a derechas. [2].....	87
Tabla 16: Desplazamiento vertical en el extremo del brazo izquierdo. [2]	88
Tabla 17: Desplazamiento vertical en el extremo del brazo derecho. [2]	88
Tabla 18: Resumen de desplazamientos del extremo del brazo izquierdo. [2].....	90
Tabla 19: Resumen de desplazamientos del extremo del brazo derecho. [2]	90
Tabla 20: Tabla con el material necesario para fabricar cada pieza de la motocicleta. [2].....	92
Tabla 21: Comparativa basculantes ediciones pasadas y presente. [2]	102

INDICE DE GRAFICOS

Gráfico 1:Desarrollo del Squat dinámico ante el ángulo de basculante. [2]	25
Gráfico 2: Conjunto de gráficos del paso por curva. [2]	67

1. Introducción

1.1 Antecedentes

MotoStudent es una competición internacional promovida por la fundación Moto Engineering Foundation y TechnoPark Motorland (Figura 1). En ella, los equipos, formados por estudiantes universitarios de diferentes disciplinas, deben diseñar y fabricar un prototipo de motocicleta de características similares a la categoría Moto3 en un período de dos años. Cabe destacar que la función desempeñada por el sector de marketing y económico es también importante para atraer a posibles distribuidores y personal de ayuda que suministre fondos o material al equipo además de que es también puntuable en la competición.

Actualmente existen dos categorías diferentes: MotoStudent Petrol (Figura 3), competición destinada a prototipos con un motor de combustión interna de 250 centímetros cúbicos y 4 tiempos, y MotoStudent Electric (Figura 2), categoría donde los prototipos son propulsados por un sistema 100% eléctrico.



Figura 1: TechnoPark Motorland. [1]



Figura 3: Símbolo Electric MotoStudent. [1]



Figura 2: Símbolo Petrol MotoStudent. [1]

La competición tiene lugar en el circuito Motorland, Aragón (Alcañiz, Teruel). La competición se divide en dos fases: MS1 y MS2.

La fase **MS1** consiste en la evaluación de los bloques industrial y empresarial del proyecto, analizando varios aspectos: coste, diseño, innovación, plan de negocio, etc. La fase **MS2** son las pruebas dinámicas y estáticas de los prototipos, determinando su seguridad y funcionalidad. [1]

El UMA Racing Team (Figura 4) se fundó en el año 2008, con motivo de la primera edición de la competición, y desde entonces ha participado en todas sus temporadas, salvo en la del año 2012, cosechando siempre grandes logros. En el año 2018 el equipo se hizo con la corona de la competición, ganando tanto las fases de MS1 como MS2. En 2021, el equipo consiguió ganar la parte MS2 de la competición con alta ventaja sobre sus rivales. La Figura 5 muestra el prototipo de la VI edición.



Figura 4: Logo UMA Racing Team. [2]



Figura 5: Prototipo MS1920. [2]

El UMA Racing Team tiene como objetivos aparte de desarrollar y construir una motocicleta de competición, en fomentar al alumnado que participa de forma voluntaria el saber pensar, trabajar en equipo, solucionar problemas, así como de acercar al mundo laboral del día de mañana entre otras finalidades.

Este proyecto nace del Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos de la Escuela de Ingenierías Industriales de Málaga. Tiene lugar en el Taller 31, instalación que cuenta con herramientas, maquinarias, salón de reunión, espacio suficiente para construir, así como de personal de la UMA y antiguos participantes del equipo que otorgan su conocimiento.

En cuanto al estado actual de uso de vehículos eléctricos se observa en la Figura 6 que se han disparado exponencialmente las compras de este sector de vehículos en los últimos años. Esta corriente abre a la

ingeniería un amplio abanico de posibilidades de investigación y desarrollo, motivada por estos factores la competición MotoStudent creó la categoría Electric, en cuya nueva edición ha aumentado el número de participantes, hasta 27 equipos, entre ellos el UMA Racing Team, que vuelve a apostar por esta modalidad tras el éxito cosechado en la anterior. [3]

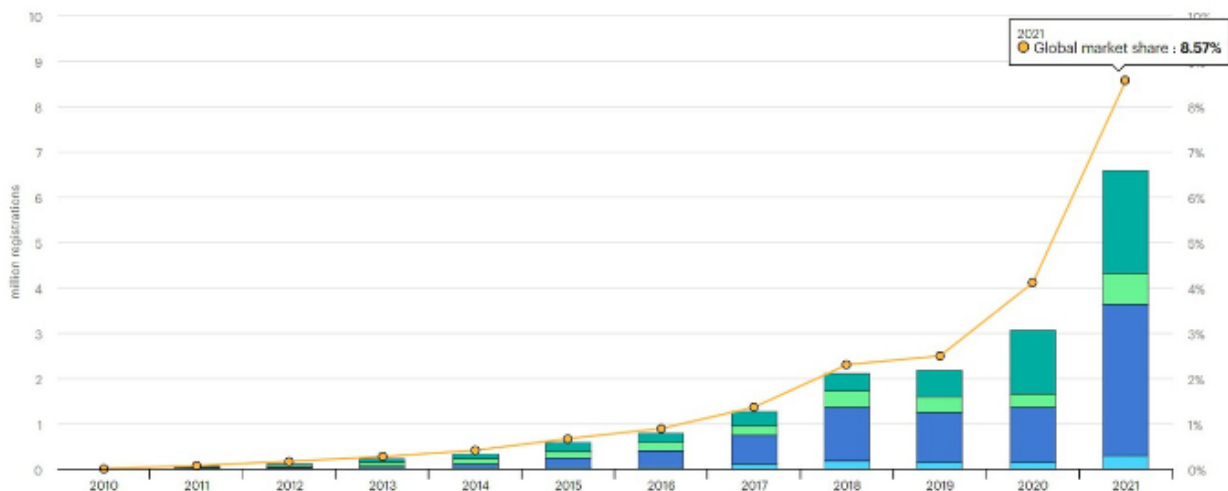


Figura 6: Ventas de vehículos eléctricos a lo largo de los años. [3]

1.2 Objetivos y planificación

El objeto del presente documento es desarrollar el basculante que formará parte del prototipo de Moto3 fabricado por UMA Racing Team para su participación en la VII Edición de MotoStudent, en su categoría Electric. El diseño final se debe ajustar a la normativa de la competición y constituir la solución más eficiente en términos ingenieriles, así como económicos que se pueda alcanzar con los medios disponibles.

Los objetivos a seguir presentarán el siguiente orden:

1. Estudiar teóricamente el basculante y la motocicleta en su conjunto (15 h): se estudiará como es el basculante, así como donde va ubicado en la motocicleta y que componentes le afectan a su diseño. A su vez, se comparará el basculante del presente estudio con los fabricados en ediciones anteriores a lo largo del documento.
2. Estudiar el material a emplear para la fabricación de este (20 h): este apartado es bastante importante y también puede influir en el diseño del basculante porque hay materiales que son más maleables que otros, así como que unos puedan ser soldados o no. Si no pueden ser soldados, se debe de crear un diseño que luego la máquina CNC sea capaz de realizar todo en un mismo bloque lo cual también resulta ser un reto a nivel de fabricación.



INTRODUCCIÓN

3. Diseñar del basculante (170 h): se estudiarán diferentes diseños de este y en apartados posteriores se comprobará cual es el más eficiente para la geometría propuesta de la motocicleta, así como por las cargas que este debe soportar. Una vez se tenga el diseño base se irá perfilando para llegar a lo que sería el basculante último listo para fabricar. Cabe destacar que el diseño de este hay que atenderlo tanto a la geometría que deba cumplir, así como con el ahorro de peso y material para ser lo más liviano y económico posible.
4. Verificar empleando el método de elementos finitos (60 h): mediante software informático se procederá a la comprobación de las cargas que el basculante debe soportar y en caso de no ser suficiente resistente habrá que modificar el diseño de este para que lo sea. Además, se comprobará la rigidez del basculante ante momentos y cargas predefinidas.
5. Estudiar el método de fabricación a realizar. (15 h).

1.3 Programas de cálculo

Para la realización se harán uso de los siguientes programas:

- SolidWorks.
- Matlab.
- Programas básicos (Excel, Word).

2. Definiciones y abreviaturas

Sistema de suspensión: conjunto de elementos que proporcionan el continuo contacto entre el asfalto y el neumático, absorbiendo irregularidades del terreno y haciendo la conducción más fácil y cómoda.

Basculante: componente de la motocicleta encargado de conectar el sistema de suspensión la rueda trasera y el chasis de la motocicleta.

Squat: tendencia que tiene la parte trasera de la motocicleta a hundirse o levantarse bajo aceleración.

Banda de rodadura: parte del neumático en contacto con el terreno. Constituida con goma rígida donde se esculpe el dibujo. Funciones: soportar grandes esfuerzos con mínimo deterioro, adherencia al terreno y evacuación de agua.

Centro de gravedad: se define como el punto de un cuerpo en el que se aplica la fuerza de la gravedad, esto es, donde se aplica su peso.

Centro de presión aerodinámico: el punto alrededor del cual el momento aerodinámico generado es nulo, de modo que se puede suponer que las fuerzas se aplican en dicho punto.

Fuerza tractora: aquella que permite impulsar el vehículo hacia adelante. Esta fuerza es transmitida por el motor a la rueda tractora a través de un sistema de transmisión.

Fuerza normal: fuerza que surge del contacto entre una superficie y un objeto. Se define normal porque es perpendicular a la superficie en el punto de contacto con el objeto.

Coefficiente de rozamiento: valor adimensional que describe la fricción o resistencia al deslizamiento entre dos superficies en contacto.

Elementos finitos: método numérico utilizado para resolver problemas de ingeniería. Se basa en dividir el objeto de estudio por medio de una malla formada por pequeñas regiones triangulares o en forma de curva. A través de ecuaciones de equilibrio y leyes del comportamiento material, que debe ser previamente establecido, se puede simular como se comportaría la pieza original.

Rigidez: oposición a la deformación que presenta un cuerpo al aplicarle una fuerza.

Transferencia de carga: se da cuando se producen cambios en el estado de reposo o movimiento de un vehículo que tiende a sobrecargar o aliviar un eje.

3. El basculante

En la siguiente sección, se abarcará que es el basculante, para que sirve, las tipologías que hay, su evolución histórica y cómo influye en la motocicleta. En base a este apartado, posteriormente se decantará por un tipo de basculante para partir de base en el diseño del presente estudio.

3.1 Definición e historia

El basculante es una de las piezas esenciales de la motocicleta. Es la estructura que conecta la rueda trasera con el chasis o bastidor, lo que le hace pivotar verticalmente. Para amortiguar este movimiento de pivote, el basculante permite la existencia de un sistema de suspensión trasero, que va unido a este por un sistema de bieletas y al chasis y a la rueda mediante ejes independientes por lo general. En las Figuras 7 y 8 se aprecian ejemplos de la citada pieza.



Figura 7: Basculante de una Honda RC213V. [4]



Figura 8: Basculante genérico en CAD. [5]

Originalmente las motocicletas no contaban con suspensión trasera porque el chasis era rígido (Figura 10), similar al de las bicicletas, pero más robusto, por lo que el basculante no era necesario para estos casos. Fue a partir de la segunda guerra mundial, cuando se introdujo en estos, sistemas de suspensión formados por dos barras verticales con resortes en espiral para mejorar el manejo y comodidad de las motocicletas, sistema conocido como Plunger (Figura 9).



Figura 10: Harley-Davidson de 1920. [6]



Figura 9: Suspensión tipo Plunger. [32]

Sin embargo, este sistema, aunque permitía la mejora del confort y la adherencia, la manejabilidad y estabilidad de la motocicleta se veían afectadas. Ya por aquella época, existían sistemas de suspensión trasera como el sistema de suspensión tipo Cantilever originario de Vincent que estandarizó el basculante triangulado desde 1928 hasta 1955 (Figura 11).



Figura 11: Suspensión tipo Cantilever, inventada por Vincent. [7]

Al tiempo, las marcas comenzaron a dejar a un lado los basculantes triangulados y apostar por los planos. Destaca Moto Guzzi que cambió el basculante de uno de sus modelos soldando tubos y dando la certeza de que la rigidez torsional se mantenía y la lateral era superior.

Con el objetivo de mejorar la rigidez torsional de los basculantes, surgió la tendencia de los amortiguadores dobles, es decir, uno por el brazo izquierdo y otro por el brazo derecho, con el objetivo de minimizar la torsión. Un ejemplo de este nuevo sistema es el que se implementó en la Norton featherbed (Figura 12).



Figura 12: Sistema de doble suspensión de una Norton 500 Max. [8]

Este sistema tomó auge y fue evolucionando hasta conseguir diseños más robustos y de mejor calidad. Con esta breve introducción del basculante y su historia se está en disposición de presentar las diferentes tipologías de basculante heredadas de todo el conocimiento que se ha ido desarrollando durante los años de estos modelos primerizos.

3.2 Tipos de basculante

Actualmente, los basculantes que existen en el mercado a grandes rasgos se pueden clasificar en dos tipos; Monobrazo o Doble Brazo y en Tubular o Macizo

3.2.1 Monobrazo

Información obtenida en base a [5]

El basculante monobrazo es aquel, que como su propio nombre indica, solo consta de un brazo situado en el lado de la cadena. A parte de ser más estéticos que los de doble brazo, por dejar en el lateral derecho la rueda trasera visible (véase Figura 13), esto también les proporciona un mejor cambio de la rueda trasera, menos limitación para posicionar el tubo de escape, así como un mejor ajuste de la tensión de la cadena.

Los basculantes monobrazo se han usado desde hace tiempo en motocicletas de baja cilindrada o ciclomotores, pero no era una vía del todo asentada en su uso de motocicletas de alta cilindrada. Este camino fue abierto por la empresa petrolera ELF a finales de los 70 con el diseño de André de Cortanze, con la implementación de un diseño monobrazo en su motocicleta de competición (véase Figura 14).



Figura 13: Vista de la rueda trasera con basculante monobrazo de una Ducati. [9]



Figura 14: Motocicleta ELF con basculante monobrazo. [10]

Sin embargo, los basculantes monobrazo, aunque en términos generales presentan mayor rigidez que los de doble brazo, presentan algunos inconvenientes:

- Su diseño es más laborioso ya que por el lado en que se montan deben albergar tanto el plato de la cadena como el sistema de frenos trasero.
- La fabricación de estos es más tediosa
- En general, son más pesados que los de doble brazo
- Necesitan de llantas especiales para su implementación.

Por todos estos motivos citados, se descarta la opción de hacer un basculante monobrazo.

3.2.2 Brazo doble

Está compuesto por dos brazos laterales de diferentes formas geométricas (redondos, cuadrados, triangulados). Entre las ventajas que presentan destacan:

- El diseño es menos dificultoso y está más estandarizado.
- Su comportamiento es satisfactorio en gran cantidad de motocicletas
- Coste menor
- Fabricación más fácil.

Información obtenida en base a [11]

A su vez, cabe destacar que los basculantes de doble brazo pueden contar con o sin refuerzo. Este refuerzo lo que consigue es aumentar drásticamente la rigidez torsional del conjunto a pesar del aumento de peso.

Indagando en los basculantes que poseen el mencionado refuerzo, este puede situarse en la parte superior del basculante o en la parte inferior, estos últimos conocidos como basculantes invertidos. Los basculantes invertidos poseen la ventaja de que el sistema de suspensión trasero está más accesible que en el basculante no invertido, por lo que es más fácil manipular el mismo a la hora de ajustar el set up del amortiguador como la precarga o el rebote. La tendencia de los basculantes invertidos se está propagando cada vez más en el mundo de la competición (Figuras 15 y 16).



Figura 15: Basculante sin refuerzo. [33]



Figura 16: Basculante con refuerzo superior. [34]

3.2.3 Tubular o macizo

Los basculantes tubulares son aquellos cuya sección está hueca. Los perfiles de estos basculantes pueden ir desde tubos a geometrías rectangulares y se caracterizan por su versatilidad a la hora de realizar geometrías complejas (Figura 17 y 18).

Los basculantes macizos como su propio nombre indican, tienen sección maciza, esto es, llena de material. Se caracterizan por sus altas rigideces, pero por tener mayor peso que los tubulares.

Para este proyecto, se intentará conseguir un basculante con los beneficios y el bajo peso de los basculantes tubulares, pero con rigideces similares al de los basculantes macizos. Para ello, se irá jugando con perfiles de geometría variable, esto es, zonas huecas y zonas macizas, para conseguir un resultado final acorde con los intereses mencionados.



Figura 17: Basculante tubular de sección rectangular sin refuerzo de una Honda NSR 125 R. [2]



Figura 18: Basculante tubular de sección redonda de una Bimota Db6. [12]

3.3 Influencia del basculante en la motocicleta.

La tipología de basculante que se escoja, así como los parámetros de este, influirán notablemente en el comportamiento de la motocicleta en pruebas dinámicas y estáticas, desde el manejo y estabilidad hasta el rendimiento de la motocicleta.

- La **rigidez** del basculante afecta de forma directa a la estabilidad de la motocicleta. Una rigidez alta ayuda a la alineación de la rueda trasera, así como a la estabilidad de la motocicleta en línea recta.
- La **longitud** del basculante es de gran importancia a la hora de hacer el diseño. Un basculante largo mejora la estabilidad a alta velocidad en línea recta en contraposición con un basculante corto que mejora la agilidad del conjunto de la motocicleta al paso por curva cerrada.
- Puesto que el basculante **alberga la suspensión**, este es el encargado de mantener la rueda en el suelo todo el tiempo, lo cual un mal diseño de este en función de la suspensión dificultaría esta tarea.
- El buen diseño del basculante también será de gran importancia a la hora de **transferir pesos** de un eje a otro en frenadas bruscas o aceleraciones máximas en parado. El diseño debe favorecer estos aspectos para conseguir buen equilibrio y máxima tracción en todo momento.
- Como se vio en la tipología del basculante, también es un factor a tener en cuenta la **accesibilidad** que el basculante de a la hora de manipular otros componentes como el chasis o sobre todo la suspensión trasera.
- Por otra parte, cabe destacar la importancia que tiene el basculante en la motocicleta, ya que una falta de **resistencia del material** que origine una rotura o fisura de este provocaría la inutilización de la motocicleta.
- El concepto de diseño más importante que influye en el manejo de la motocicleta notablemente es el conocido **Squat**. Tal es su relevancia que el siguiente apartado va dedicado al estudio tanto teórico como matemático de este.

3.4 Squat y Dive

El siguiente contenido e imágenes han sido obtenidos en base a [13].

3.4.1 Transferencia de carga

Cuando se realiza una aceleración o frenado en la motocicleta, parte del peso de esta se transfiere hacia el eje trasero de la rueda trasera y se libera en el eje delantero de la rueda delantera y al contrario para la frenada. Esto se conoce como **transferencia de carga**. No hay que olvidar que, aunque la masa de la motocicleta se transfiera de un eje a otro, la combinación de masa que soporta cada eje debe de ser el total de la masa de la motocicleta (cuando se refiere a motocicleta hay que percatarse que el piloto también está sobre ella así que también consideramos la masa de este, así como la posible fuerza que provoque la aerodinámica).

Las motocicletas al tener un c.d.g. relativamente alto en relación con la corta distancia entre ejes, se aprecia el citado efecto en mayor medida que por ejemplo en vehículos de cuatro ruedas.

La transferencia de carga tiene principalmente cuatro fuentes:

- **Inercial:** proveniente de fuerzas de aceleración y frenada.

- **Aerodinámica:** a alta velocidad, la fuerza aerodinámica tiende a cargar el eje trasero y aliviar el delantero.
- **Actitud:** es decir, de la pendiente, cuesta arriba el eje trasero es el que carga más masa.

Los efectos de la aceleración en la transferencia de carga global tienen como únicos parámetros la distancia entre ejes, la altura del centro de gravedad, la aceleración real y la masa de la motocicleta y el piloto. El que esté el c.d.g. más hacia la rueda trasera o delantera (dirección longitudinal), no afecta en términos de transferencia de carga, pero sí de distribución de carga para cada eje, por ejemplo, si el c.d.g. está en la parte trasera de la motocicleta entonces se tendrá más carga en la rueda trasera que en la delantera, por lo que ante una aceleración elevada la motocicleta tendería a levantarse con menos transferencia de carga La Figura 19 muestra un dibujo esquemático del centro de gravedad de un motocicleta.

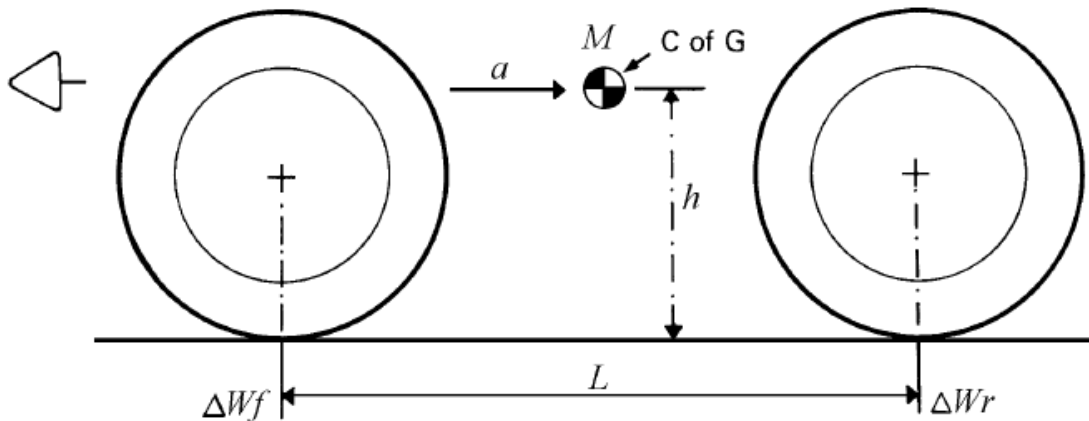


Figura 19: Geometría centro de gravedad, transferencia de carga. [13]

Siendo:

L – Distancia entre ejes
h – Altura del centro de gravedad
M – Masa
a – Aceleración
ΔWf – Transferencia de carga delantera
ΔWr – Transferencia de carga trasera

De donde se obtiene:

$$\Delta W_r = -\Delta W_f = \frac{Mah}{L}$$

Por lo que la transferencia de carga en estado estacionario es proporcional a la masa, la altura del c.d.g. y la aceleración e inversamente proporcional a la distancia entre ejes.

3.4.2 Squat

Los términos Squat y Dive se refieren a los cambios de altura de la parte suspendida de la motocicleta.

El **Squat** (cuya traducción es sentadilla o acacharse) es una rotación que acusa a la motocicleta hacia atrás debida a fuerzas de aceleración y aerodinámicas entre otras.

El **Dive** (cuya traducción es inmersión) es un movimiento de cabeceo hacia adelante causado generalmente por el frenado. Afecta al tren anterior de la motocicleta por lo que no será de estudio en este documento.

Considerando ningún mecanismo que contrarreste estos efectos, la transferencia de carga bajo aceleración provocaría algo de hundimiento, la parte delantera se elevaría y la trasera tomaría el efecto contrario. En la práctica, la cantidad de compresión de la suspensión trasera se compensa parcial o totalmente mediante diversas reacciones del basculante trasero, la cadena y otras características geométricas. Según el diseño, las fuerzas de frenado y conducción y sus reacciones internas pueden hacer que la suspensión se extienda o se comprima.

Esto sucede tanto en motocicletas con transmisión por eje como por cadena. Puesto que la motocicleta del presente estudio tendrá transmisión por cadena nos centraremos en este apartado.

3.4.3 Trasmisión por cadena

Cuando la suspensión se comprime más allá de la posición horizontal, el basculante y la cadena apuntarán hacia abajo, en esta situación es el tirón de la cadena el que causa un efecto anti-Squat.

En la Figura 20 se observa un ejemplo de un basculante y cadena que apuntan hacia arriba. En este caso la cadena tiene un comportamiento pro-Squat y el basculante anti-Squat. Puesto que la fuerza anti-Squat es mayor a la fuerza pro-Squat, el comportamiento de la motocicleta será anti-Squat.

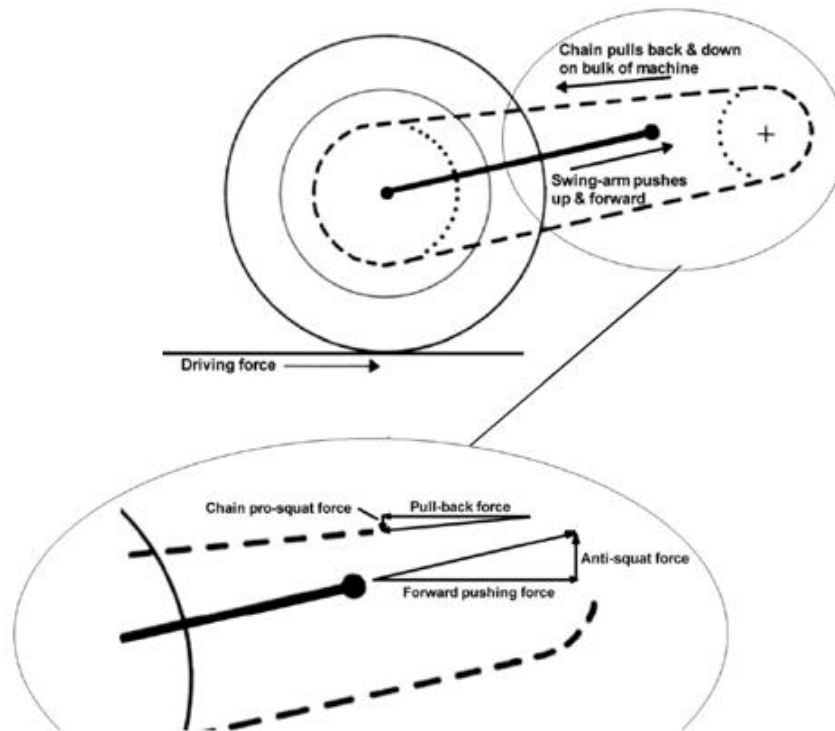


Figura 20: Fuerzas anti-Squat y pro-Squat generadas por el basculante y la cadena. [13]

Sin embargo, se debe tener en cuenta que la situación de anti-Squat o pro-Squat del conjunto de la motocicleta se puede ver alterado por el rango de movimiento de la suspensión. A medida que la suspensión trasera se comprime por cualquier motivo, el efecto anti-Squat en general disminuirá y en algunos casos puede convertirse en un efecto pro-Squat.

El centro de fuerza instantáneo es el punto de corte que surge cuando se dibujan líneas siguiendo las directrices del basculante y la cadena. Dependiendo de donde esté ubicado este punto (si detrás de la rueda o por delante de la misma) y la pendiente que surge de unir este punto con la huella de contacto neumático-suelo se tendrá un comportamiento u otro.

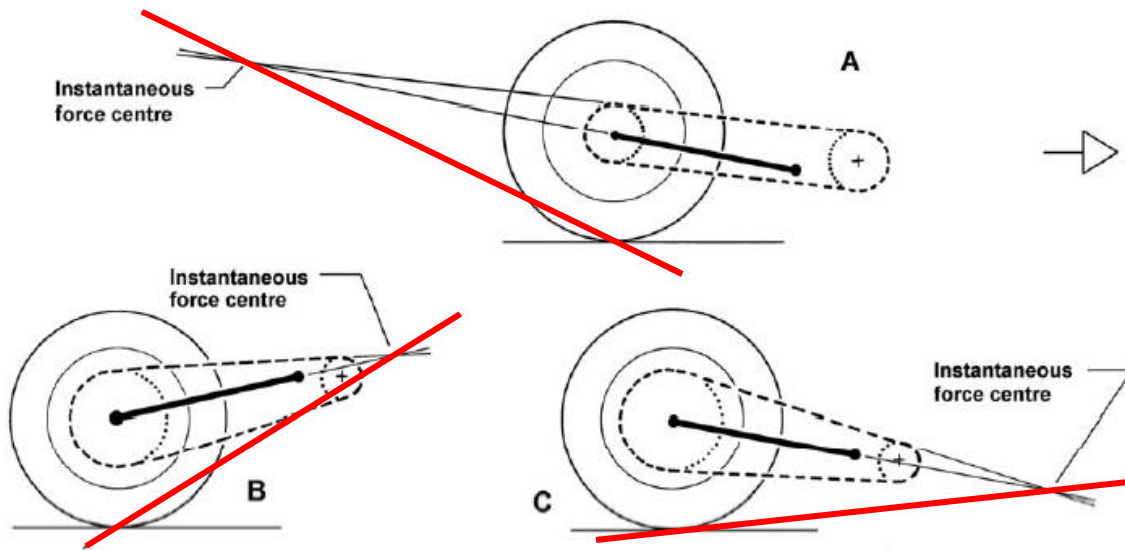


Figura 21: Disposiciones del centro de fuerzas instantáneo en función de las directrices de la cadena y del basculante. [13]

En referencia a la Figura 21 (se ha resaltado en rojo la línea a la que se está haciendo referencia tanto para el caso A, B como el C):

-**Caso A:** el centro de fuerzas instantáneo está situado detrás de la rueda lo que origina un efecto pro-Squat. Se aprecia como la pendiente de la línea roja es **negativa**.

-**Caso B y C:** muestran cómo puede ir variando el anti-Squat en función de la posición en la que se encuentre el amortiguador.

- En **B**, al tener una alta pendiente **positiva** se genera un alto comportamiento anti-Squat. Se genera cuando la suspensión no está comprimida.
- En **C**, al tener una pendiente menos pronunciada el comportamiento anti-Squat se ve atenuado.

El **ángulo de Squat** es el que forma la línea roja (conocida como línea de Squat) con la horizontal en cada uno de los casos. Este será referenciado en el apartado 3.4.6 con el símbolo σ .

Cabe también destacar que el tamaño de la corona y del piñón del motor, así como la posición, también afectan al efecto Squat tal y como se aprecia en la Figura 22:

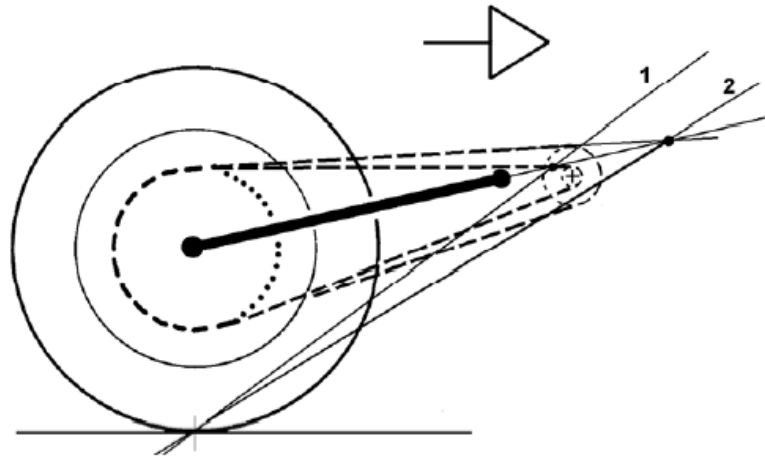


Figura 22: Variación del efecto anti-Squat en función del piñón del motor que engrana la cadena. [13]

La línea 1 representa la línea de fuerza con un piñón pequeño y se ve que la pendiente es mayor que la 2 que tiene un piñón más grande y por lo tanto proporciona mayor anti-Squat que la línea 2.

Una corona trasera más grande provoca un efecto similar al de instalar un piñón más pequeño en el motor.

Resumiendo todo lo anteriormente expuesto cabe destacar que para el diseño del basculante habrá que tener en cuenta los factores geométricos que afectan al Squat como son: tamaño de corona y piñón del motor, longitud y ángulo de basculante, así como la posición del piñón del motor respecto al eje de basculante. Hay que destacar que habrá que tener en cuenta como varía el anti-Squat con el recorrido de la suspensión al amortiguar, como se ha comentado anteriormente.

Sin embargo, tampoco se debe obtener una sobrecompensación del Squat, ya que, en estos casos, la suspensión trasera se comportaría como un sólido rígido totalmente extendido cuando la motocicleta experimente una fuerte de aceleración o una fuerte aerodinámica circulando a altas velocidades. En el momento que se deje de dar gas, la suspensión volvería a su posición de reposo y cuando se volviera a dar gas, de nuevo se extendería al máximo. Esto provocaría un movimiento de vaivén que derivaría en una gran inestabilidad a la hora de tomar y salir de curvas.

Es por ello, que a efectos de diseño, se debe intentar conseguir un anti-Squat similar al Squat natural de la motocicleta.

3.4.4 Squat aerodinámico

Hasta ahora solo se ha tenido en cuenta el efecto que produce el Squat ante una aceleración. Se ha de resaltar que a altas velocidades el Squat también se va a ver influido por la posición del piloto y la propia velocidad. En estas situaciones, toda la fuerza tractora ya no se destina a acelerar sino a superar la resistencia aerodinámica, por lo que la aceleración, que define la transferencia de masa del eje delantero al trasero, ahora no es importante y es la propia aerodinámica la que va a producir esta transferencia.

En este caso, es la altura del centro de gravedad y la altura del centro de presión aerodinámica, que es el punto del cuerpo donde se aplican la resultante de las fuerzas aerodinámicas, las que determinan el comportamiento del anti-Squat además de la sustentación aerodinámica que puede tener un efecto en la extensión de la suspensión al generar fuerzas verticales.

Si ambas tienen alturas similares (caso que se dará cuando el piloto vaya acachado en la motocicleta y sea tapado en gran medida por el carenado de esta) el efecto anti-Squat se podrá considerar igual tanto para tracción como aceleración

- El caso contrario ocurrirá cuando el piloto vaya sentado sin acacharse y la diferencia de alturas entre c.d.g. y c.p. sea muy elevada.

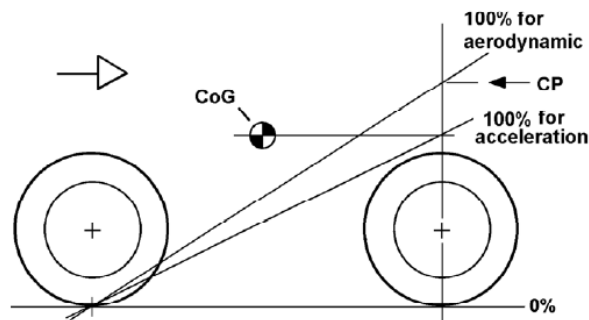


Figura 23: Influencia de la aerodinámica en el Squat. [13]

En la Figura 23 la línea superior representa el anti-Squat producido únicamente por la aerodinámica y la inferior únicamente por la aceleración.

3.4.5 Influencia de frenado en la parte trasera

Si la pinza de freno trasero se fija directamente al basculante entonces el par de frenado trasero se transfiere al chasis de la moto a través del basculante y esto genera una compresión en el amortiguador que origina que la basculante tienda a una pendiente negativa. Esta compresión puede favorecer un mejor reparto de carga durante la frenada, pero una compresión excesiva puede generar un salto o vibración de la rueda trasera como se frene bruscamente, provocando que la rueda trasera se bloquee y el par de frenado se desvanezca. Cuando esta vuelve a tocar el suelo, se genera de nuevo un par de frenado repentino (la rueda aún sigue bloqueada) que inicia de nuevo el ciclo.

Este efecto que puede afectar o no al piloto atendiendo a como sea su estilo de conducción (ya sea porque toque el freno trasero de forma suave o brusca), se puede suplir permitiendo a la pinza que gire libremente sobre el eje de la rueda y unirla mediante un brazo que pivote al chasis, véase Figura 24 y Figura 25. Sin embargo, esta solución no es usual y lo que se suele hacer es ajustar las tasas de muelle y amortiguador para suplir este efecto.

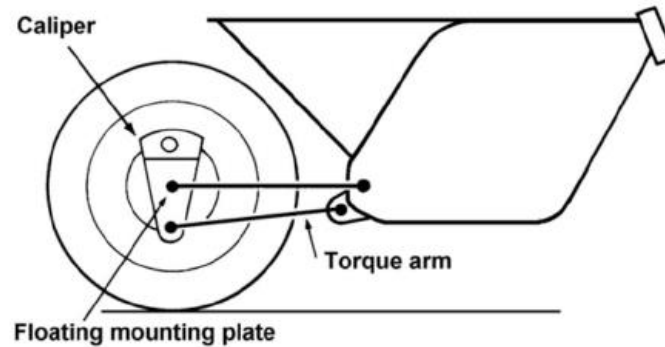


Figura 24: Pinza de freno trasero con giro libre. [13]



Figura 25: BMW R1200GS con pinza de freno atornillada a pivote. Fuente: [14]

3.4.6 Desarrollo matemático del Squat

La información presentada del siguiente subapartado, así como imágenes, están basadas en [15].

Una vez visto qué es el Squat y cómo influye el mismo, dependiendo de los parámetros que se han comentado, en el comportamiento de la motocicleta, se está en disposición de comprender el desarrollo matemático que envuelve a esta tendencia.

Para comenzar, se estudiará el comportamiento de la motocicleta que parte de un sistema de fuerzas en estado estacionario como muestra la Figura 26.

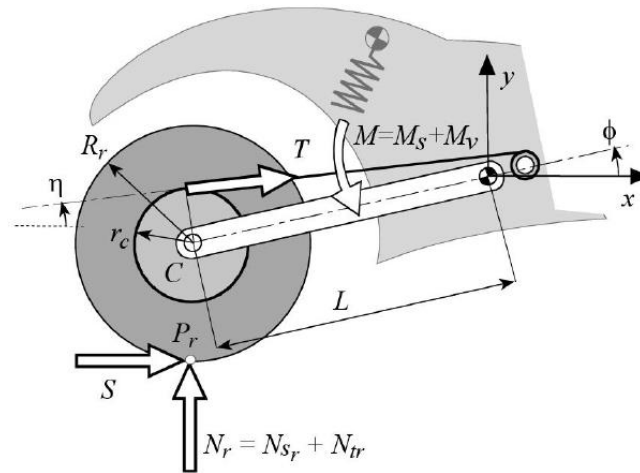


Figura 26: Equilibrio de fuerzas en el eje trasero. [15]

Siendo:

- S – Fuerza de tracción
- N_r – Carga vertical dinámica
- N_{sr} – Carga vertical estática
- N_{tr} – Carga vertical debida a la transferencia de carga
- T – Fuerza de la cadena
- M – Momento elástico generado por la suspensión
- M_v – Momento elástico para contrarrestar los momentos generados por la transferencia de carga
- M_s – Momento ejercido por la carga estática
- R_r – Radio del neumático
- R_c – Radio de la corona
- η – Inclinción del ángulo de la cadena
- ϕ – Ángulo de inclinación del brazo del basculante

La fuerza tractora se puede poner en función de la fuerza de la cadena mediante la siguiente expresión:

$$S = \frac{T \cdot r_c}{R_r}$$

Si se considera que no hay fuerza tractora, la tensión de la cadena y la transferencia de carga son nulas por lo que el momento que genera la carga vertical estática compensa el momento elástico:

$$M_s = N_{sr} \cdot L \cdot \cos \phi$$

L – Longitud entre apoyos del basculante
 y_p – Distancia vertical entre ejes de piñón – eje basculante

Una vez se tiene una idea y las ecuaciones de las fuerzas que actúan en estado estacionario en la parte trasera de la motocicleta, se está en condiciones de profundizar en las ecuaciones que rigen el Squat.

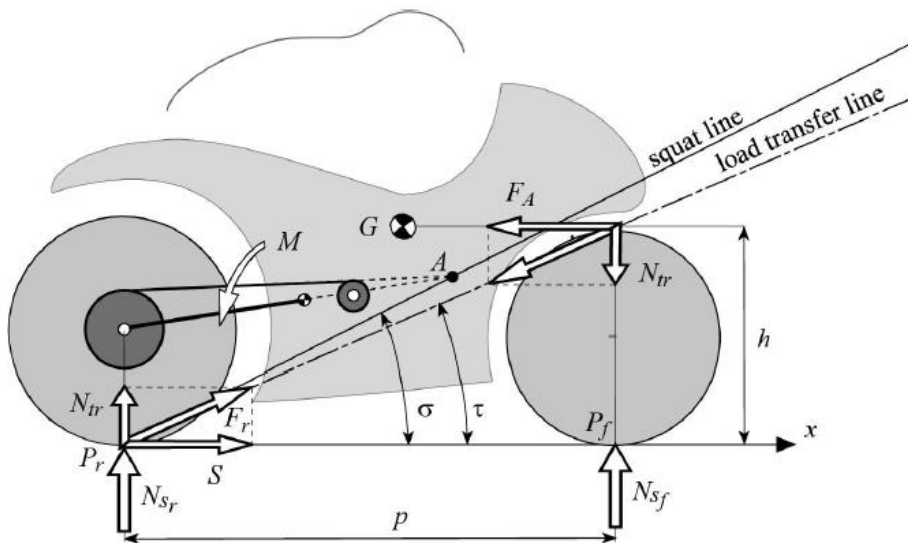


Figura 28: Líneas de Squat y transferencia de carga . [2]

A la línea de Squat que se desarrolló en el apartado 3.4.3, se le suma la línea de transferencia de carga como se aprecia en la Figura 28 que surge de la línea de acción de la fuerza F_r que a su vez es suma de las fuerzas de transferencia de masa y la fuerza de tracción. El ángulo que forma la misma con la horizontal se designa como τ .

Pueden darse tres casos:

- El punto A representado en la Figura 28 se encuentra en la línea de transferencia de carga, es decir $\sigma = \tau$. En este caso $\mathfrak{R} = 1$, esto implica que no hay esfuerzos adicionales que actúan en el brazo basculante por la fuerza tractora y el amortiguador se comporta como en estado estacionario.
- El punto A representado en la Figura 28 se encuentra debajo de línea de transferencia de carga, es decir $\sigma < \tau$. En este caso $\mathfrak{R} > 1$, el momento generado por F_r provoca una compresión en el amortiguador además de la generada por la carga estática.
- El punto A representado en la Figura 28 se encuentra encima de línea de transferencia de carga, es decir $\sigma > \tau$. En este caso $\mathfrak{R} < 1$, el momento generado por F_r provoca una extensión en el amortiguador.

Se define la relación de Squat (\mathfrak{R}) como la relación existente entre el momento generado por la transferencia de carga y el momento generado por el sumatorio de la fuerza de la cadena y la fuerza de tracción:

$$\mathfrak{R} = \frac{h \cdot \cos \phi}{p \left[\sin \phi + \frac{R_r}{r_c} \sin(\phi - \eta) \right]} = \frac{\tan \tau}{\tan \sigma}$$

Por lo que se deduce que la relación Squat varía con la variación de la inclinación de la cadena y del brazo del basculante con la horizontal.

Las ecuaciones explicadas anteriormente se introducirán en un código de Matlab expuesto en los anexos. Para llevar a cabo este código, serán necesarios conocer los datos geométricos que sean necesarios en las ecuaciones, como son los del basculante, así como de las dimensiones del piñón y corona entre otros. Es por esto que el código se puede hacer con el conocimiento de los parámetros expuestos en los apartados siguientes de este documento. Si se desea saber más información de estos acudir al punto 5.2 y 6.1. así como a las Figuras 29 y 30. Para este apartado del Squat se impondrán estos parámetros geométricos y se seguirá con el estudio:

$$p = 1204,64 \text{ mm}$$

$$R_r = 300,65 \text{ mm}$$

$$r_p = 28,64 \text{ mm}$$

$$r_c = 129,51 \text{ mm}$$

$$L_c = 655,80 \text{ mm}$$

$$L_b = 500 \text{ mm}$$

$$\phi_{inicial} = 12,12^\circ$$

$$\phi_{suspensión comprimida} = 1,68^\circ$$

$$L_c = 664,15 \text{ mm}$$

$$x_p = 159,93 \text{ mm}$$

$$y_p = 30 \text{ mm}$$

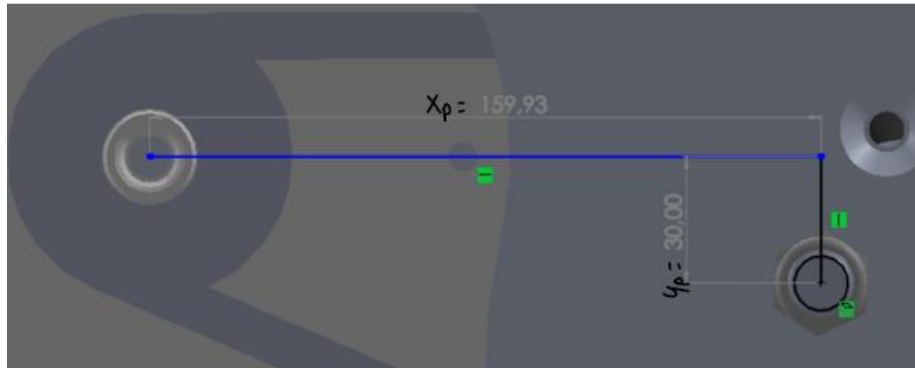


Figura 29: Coordenadas del eje del motor con el eje del basculante. [2]

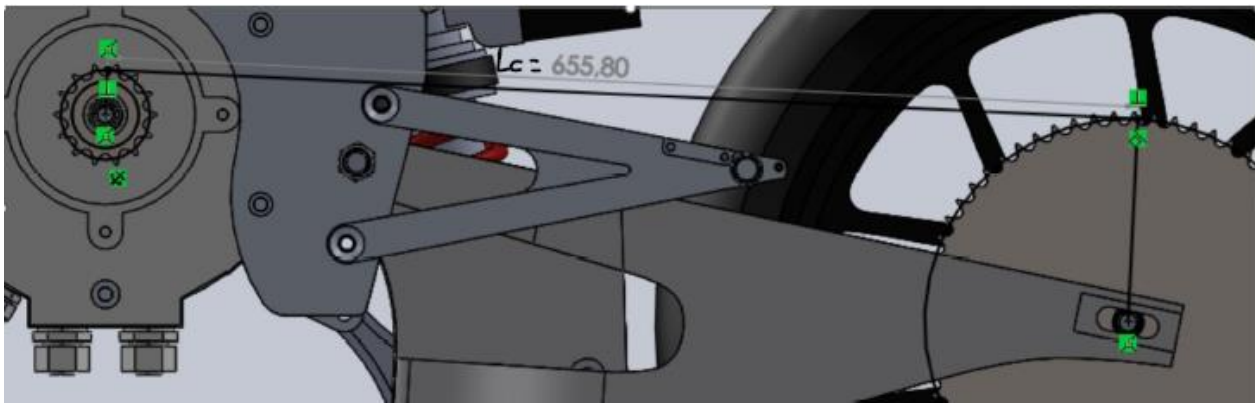


Figura 30: Distancia del piñón del motor con el eje trasero del basculante. [2]

Los resultados del código de Matlab dan:

Squat estático= 0.94, por lo que habrá un ligero comportamiento anti-Squat al acelerar.

Cabe destacar que el cálculo del basculante se ha tomado sin el peso de la motocicleta y del piloto comprimiendo la suspensión, por lo que este valor estará todavía más cerca de 1 ya que el ángulo inicial del basculante es inferior al establecido. Suponiendo que el ángulo de basculante en esta situación sea de dos grados menos, el Squat resultante es de 1,05 y por lo tanto el basculante tendría un ligero comportamiento pro-Squat.

Squat dinámico representado en la siguiente gráfica:

EL BASCULANTE

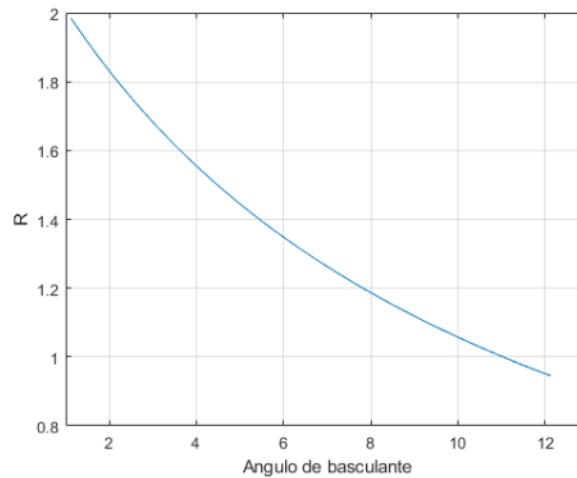


Gráfico 1: Desarrollo del Squat dinámico ante el ángulo de basculante. [2]

El ángulo mínimo del basculante con la horizontal, que se consigue cuando el amortiguador trasero está completamente **comprimido** es de $1,68^\circ$, ángulo para el que el **Squat tiene un valor de 1.9**, por lo que tendrá con comportamiento pro-Squat.

Puesto que el rango de Squat atribuido por las dimensiones que se han establecido es acorde a la teoría (Squat lo más próximo a 1) se pueden dar por válidas estas dimensiones geométricas preliminares.

4. Material del basculante

En este apartado se va a debatir que material es el más apropiado para la fabricación del basculante. Tal y como viene en la normativa, no hay restricciones de uso de algún material en específico.

Se comenzará por exponer las propiedades de los materiales más utilizados para la fabricación de estructuras.

- **Aluminio**

Contenido basado en [16]

El aluminio es un elemento químico, de símbolo Al y número atómico 13. Es un metal no ferromagnético que destaca por su baja densidad (2700 kg/m^3) y su elevada resistencia a la corrosión. La bauxita es la materia prima de la cual se extrae el aluminio (Figura 33).

Mediante la aleación de otros elementos adecuado como son el magnesio, manganeso, cobre, zinc y el silicio, se puede conseguir una elevada resistencia mecánica, ya que por sí solo no serviría como elemento estructural por su baja escala de dureza en la escala de Mohs: 2-3-4.

Destaca también su facilidad para ser mecanizado, generalmente por arranque de viruta.

Por otra parte, puede ser soldado por arco eléctrico, por puntos o por fricción.

- **Acero**

En base a [17]

Es una aleación de hierro y carbono en porcentajes que varían de 0,008% a 2,11% en su totalidad. Poseen una densidad media de 7850 kg/m^3 . Material tenaz y dúctil (Figura 31).

Es posible mecanizarlo con relativa facilidad antes de recibir un tratamiento térmico.

Fácil de soldar y como desventaja destaca su facilidad para oxidarse ya que está formado en su mayoría por hierro.

Es el más barato de los aspirantes presentados en este apartado

- **Fibra de carbono**

La fibra de carbono es una fibra sintética constituida por filamentos compuestos principalmente por carbono (Figura 32). Destaca su alta resistencia específica en relación con su peso, alta resistencia a la tracción, alta rigidez y baja densidad, alta resistencia a la fatiga. [18]

Sin embargo, también presenta un costo más elevado que los otros aspirantes, es frágil ante impactos y es difícil de reparar.



Figura 33: Aluminio.[16]

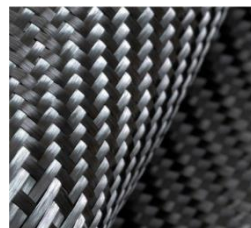


Figura 32: Fibra de carbono.[35]



Figura 31: Acero.[36]

Con esta breve descripción y en base al peso, resistencia, economía y fabricación, se concluye que el material más idóneo para el basculante es el aluminio.

4.1 Clasificación de los aluminios

Sabiendo que el material a emplear va a ser aluminio, se está en disposición de estudiar que aleantes serán los más apropiados para la pieza a fabricar.

Los aluminios se clasifican en grupos atendiendo al tipo de aleación que se emplee (Figura 34).

UNE L-30XX	Aluminio		AA 1xxx
UNE L-31XX	Aleaciones de Aluminio-Cobre	(Al-Cu)	AA 2xxx
UNE L-38XX	Aleaciones Aluminio-Manganeso	(Al-Mn)	AA 3xxx
UNE L-35XX	Aleaciones de Aluminio-Silicio	(Al-Si)	AA 4xxx
UNE L-33XX	Aleaciones de Aluminio-Magnesio	(Al-Mg)	AA 5xxx
UNE L-34XX	Aleaciones de Aluminio-Magnesio-Silicio	(Al-Mg-Si)	AA 6xxx
UNE L-37XX	Aleaciones Aluminio-Cinc	(Al-Zn)	AA 7xxx
UNE L-36XX	Aleaciones varias	(Al-Li)	AA 8xxx
UNE L-39XX	Aleaciones varias	(Al-Sn)	AA 8xxx

Figura 34: Tipos de aluminios [19]

Dentro de las aleaciones existen dos tipos, las bonificables y las no bonificables.

Una **aleación bonificable** es la que se puede someter a un tratamiento térmico para mejorar sus propiedades mecánicas. La bonificación es la combinación del temple y el revenido, consiste en someter la aleación a una temperatura elevada para posteriormente enfriarla de manera brusca y dar como resultado una estructura más dura, a la que posteriormente se le aplica un revenido para disminuir la fragilidad y aumentar la tenacidad. [20]

Los grupos de aluminio que son bonificables son las series 2xxx, 6xxx y 7xxx por lo que se conservarán estos grupos y se descartarán los no bonificables.

Para seleccionar una serie, se irán descartando en función de sus propiedades:

- La serie 2000 presenta mala soldabilidad, llegando incluso a agrietarse y siendo necesario la aplicación de técnicas especiales de soldadura para evitarlo, lo que aumentaría exponencialmente el costo. [21]
- La serie 6000 presenta buena resistencia a la corrosión y buen rendimiento a la hora de soldar. [21]
- La serie 7000 presenta soldabilidad nula además de una mala resistencia a la corrosión. [21]

Por tanto, la opción seleccionada para llevar a cabo el basculante será aluminio de la serie 6000.

Ahora se está en disposición de seleccionar que tipo de aluminio de la serie 6000 se usará.

Puesto que existen gran cantidad de aleaciones y por no extender demasiado este apartado, se acotará a las aleaciones más utilizados en el mercado por sus buenas características mecánicas y de fabricación. Estas son 6013, 6061, 6063, 6082, 6101.

De las mencionadas anteriormente, la 6082 es la que mayor resistencia tiene de sus competidores además de presentar una excelente soldabilidad.

Por último, hay que seleccionar el tipo de tratamiento que hay que darle a la aleación. Consultando la norma UNE [22], se observa que el tratamiento T6 es el que mayor resistencia a tracción y mayor dureza presenta.

Concluyendo, el material a emplear será **aleación EN AW 6082-T651**. Las propiedades del mismo se recogen en la Tabla 1.

Módulo de elasticidad	70 GPa
Módulo elástico transversal	26,4 Gpa
Coefficiente de Poisson	0,33
Densidad	2710 kg/m ³
Límite elástico	240 ~ 255 MPa
Límite de rotura	275 ~300 Mpa

Tabla 1: Propiedades de la aleación EN AW 6082-T651. [22]

5. Diseño del basculante

En este apartado se va a exponer como se ha ido diseñando el basculante. Para ello, es necesario saber de antemano los condicionantes que van a limitar el diseño de este.

5.1 Requisitos técnicos

Entre los objetivos a tener en cuenta para el diseño del basculante destacan:

- **Rigidez:** será necesario que el diseño de basculante creado cumpla unos mínimos de rigidez torsional y lateral.
- **Peso:** lo ideal sería conseguir un basculante lo más liviano posible pero que sea suficientemente capaz de aguantar los esfuerzos y torsiones a los que va a estar sometido, además de que interesa en la medida de lo posible una masa suspendida baja.
- **Intersecciones:** será necesario diseñar teniendo presente dejar espacio para la unión del chasis al basculante, así como al sistema de suspensión.
- **Sencillez y Economía:** una de las tareas también importante será crear un basculante que sea sencillo para posteriormente, a la hora de fabricar, no haya problemas con el mecanizado de las diferentes piezas y se desperdicie la menor cantidad de material posible. A su vez, la sencillez del diseño también es un factor a tener en cuenta a la hora de soldar unas chapas con otras y no dificultar en la medida de lo posible esta tarea.
- **Maniobrabilidad:** el basculante diseñado debe ser lo suficientemente estable en línea recta pero también lo suficientemente ágil para los cambios de curva cerradas.

5.2 Requisitos geométricos.

Las premisas de las que se parten son el marco normativo de la competición referenciado en el apartado 12.2 del presente documento.

A estas normas hay que añadir las impuestas por el equipo, como son:

- La longitud total del basculante entre ejes debe ser de 500 mm para el buen funcionamiento del sistema de suspensión trasero, así para conseguir la distancia entre ejes de la motocicleta de 1204,64 mm.
- El ancho delantero del basculante con la unión al chasis debe ser menor a 240 mm (véase Figura 38).
- El eje delantero que une el chasis con el basculante tiene un diámetro de 17 mm.
- El eje trasero que une el basculante con la rueda tiene un diámetro de 15 mm.
- El amortiguador trasero presenta una circunferencia máxima en planta de 82 mm y una distancia entre ejes de 288 mm (véase Figura 37 y 40).

- El sistema de bieletas de la suspensión posee un ancho máximo de 120,25 mm y una distancia entre ejes máxima de 337,85 mm (véase Figura 39 y 41).
- El neumático trasero tiene un diámetro exterior de 601,30 mm (véase Figura 42).

En las Figuras 35 y 36 se muestran el chasis y el sistema de suspensión respectivamente.

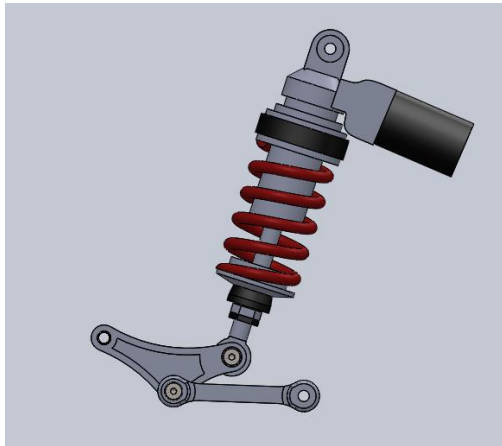


Figura 36: Sistema de suspensión con ternario y bieletas. [2]

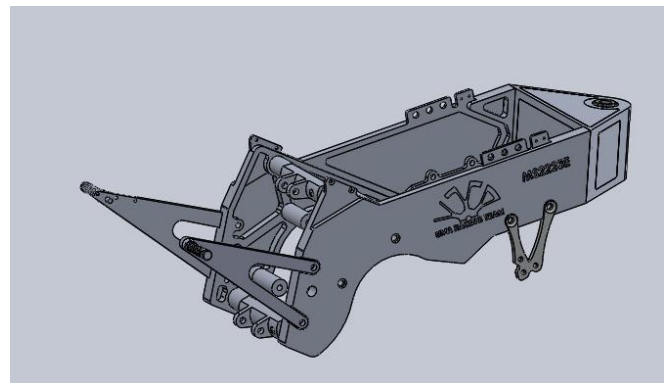


Figura 35: Vista lateral del chasis. [2]

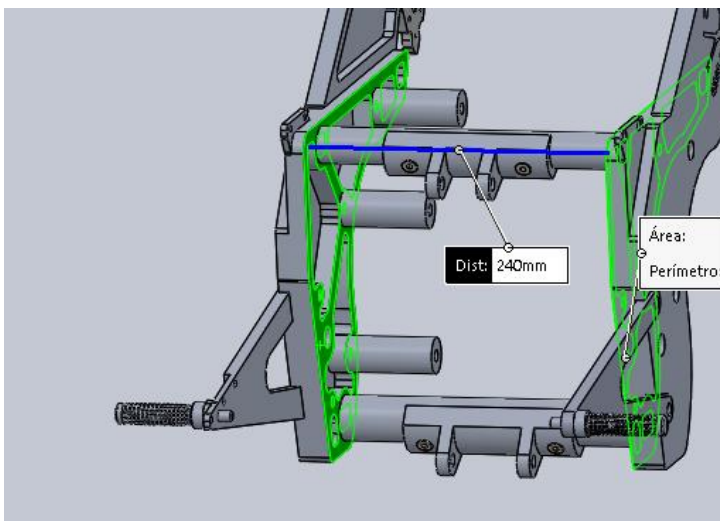


Figura 38: Anchura interior del chasis. [2]

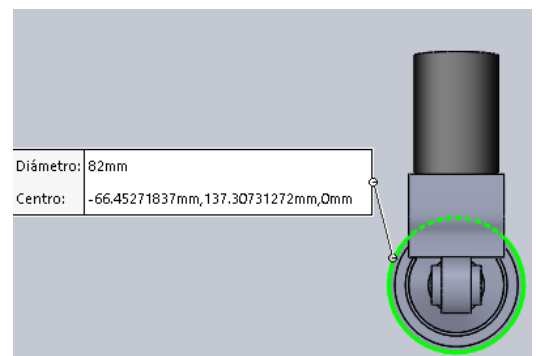


Figura 37: Vista en planta del amortiguador. [2]

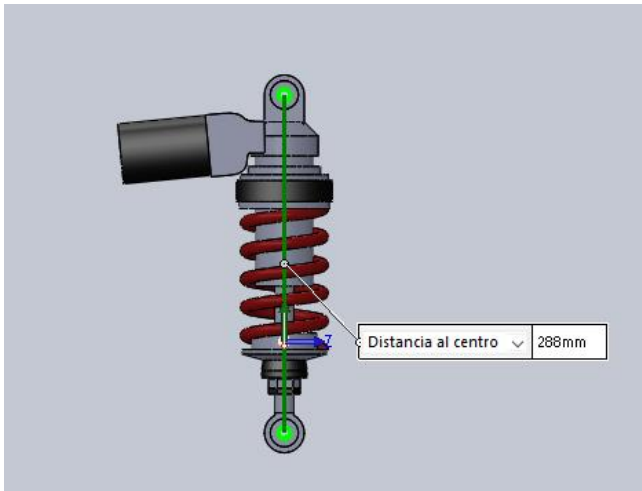


Figura 40: Distancia entre ejes del amortiguador. [2]

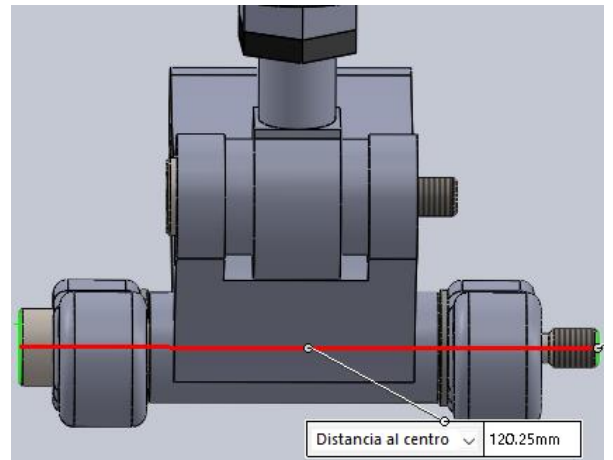


Figura 39: Anchura máxima de bieletas y ternario. [2]

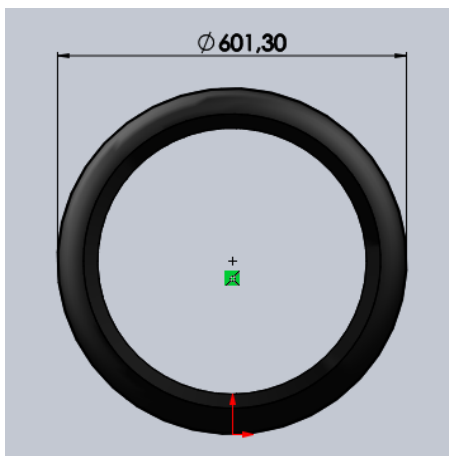


Figura 42: Vista en alzado del neumático trasero. [2]

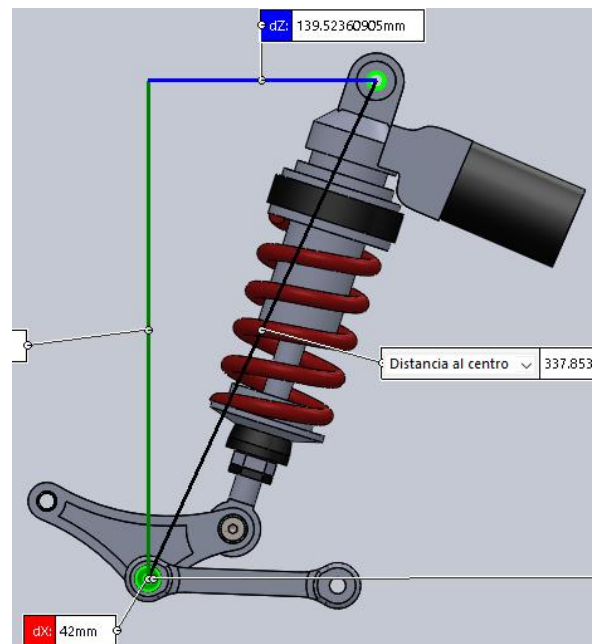


Figura 41: Vista lateral del sistema de suspensión con bieletas y ternario. [2]

5.3 Diseño inicial

Como ya se mencionó en el apartado 3.2, el basculante a diseñar será de doble brazo con secciones variables.

Lo primero que se ha hecho para comenzar con el diseño es buscar algún basculante ya fabricado que geométricamente sea adecuado para las restricciones mencionadas y en base a ese, diseñar el basculante para la moto del equipo.

Indagando un poco por los diferentes modelos y geometrías de basculantes, fue el de la Figura 43 el que por su diseño y geometría más adecuado pareció para partir como base del diseño.



Figura 43: Basculante de una Aprilia RS-GP de 2017. [23]

Este basculante consta de dos brazos asimétricos unidos a un único cuerpo central por el que atraviesa el amortiguador. Los brazos son asimétricos ya que por el lado de la cadena hay un orificio para que esta pase a través del basculante, como se ve en la Figura 43 y por el lado derecho al no haber ningún elemento intermediario el brazo se puede “tapar” totalmente como muestra la Figura 44.



Figura 44: Parte lateral derecha de la motocicleta Aprilia RS-GP. [24]

1. Para empezar a diseñar se ha realizado un croquis a mano y se ha introducido como fondo en un croquis de la aplicación de SolidWorks. Con el croquis de fondo se ha hecho un croquis sobre el mismo con las interfaces propias del programa llegando a lo que se muestra en la Figura 45.

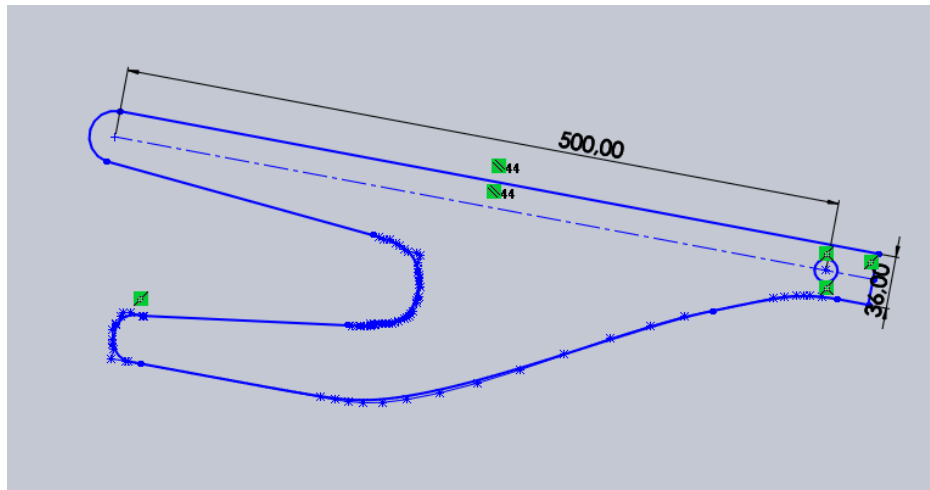


Figura 45: Diseño inicial en SolidWorks de la vista lateral izquierda del basculante. [2]

2. Posteriormente, este el croquis se ha extruido, se le han realizado los orificios del paso del eje trasero y se ha cortado mediante un croquis la parte delantera para dejar paso al brazo del chasis (Figura 46).

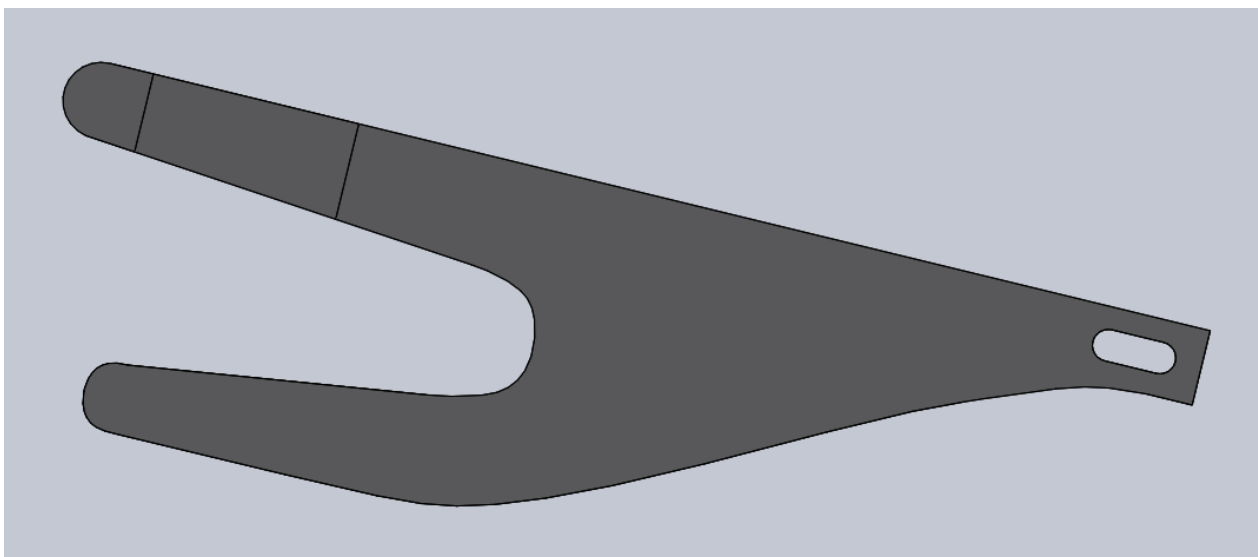


Figura 46: Vista lateral del basculante con orificio para el eje trasero y corte delantera. [2]

3. El siguiente paso que realizar ha sido el diseñar lo que sería la unión del brazo al cuerpo central. Para ello, se ha extruido esta parte y sobre esta se ha diseñado la forma de la cogida para posteriormente cortar el negativo de este diseño (Figura 47,48 y 49).

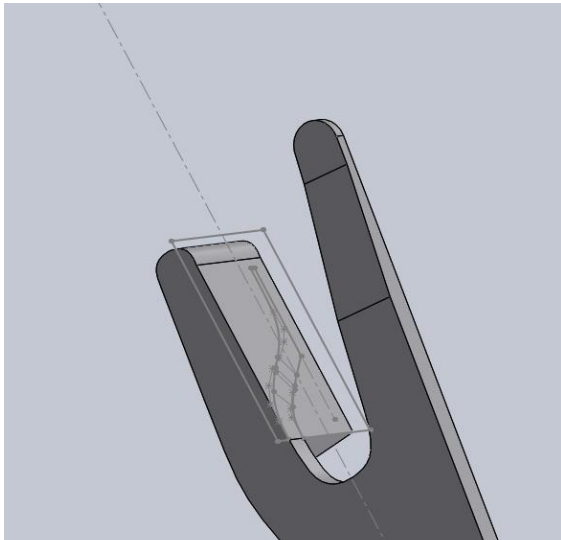


Figura 48: Vista lateral del basculante. [2]

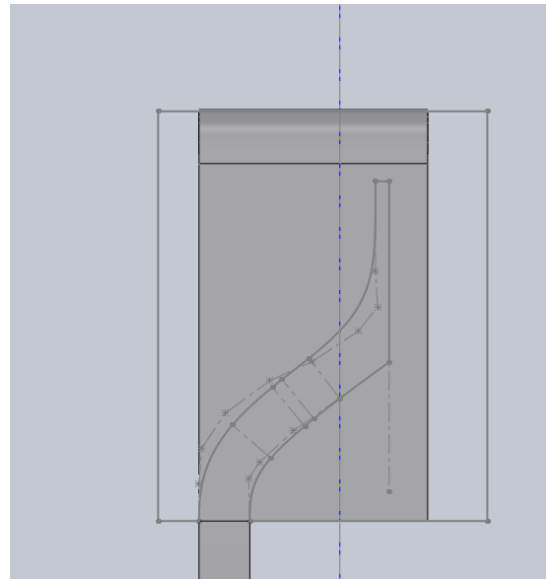


Figura 47: Vista en planta de la unión brazo-cuerpo. [2]

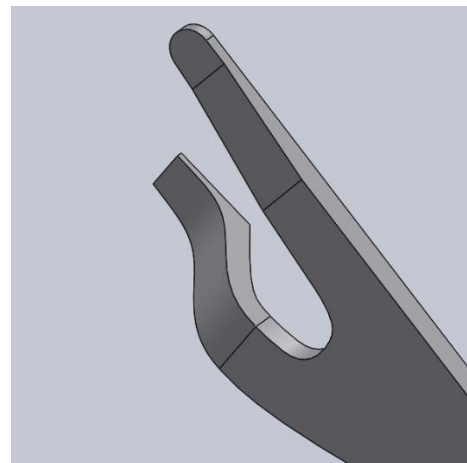


Figura 49: Resultado final de la operación de la unión brazo-cuerpo. [2]

Hay que tener en cuenta que esta extrusión debe ser capaz de dejar pasar la cadena sin tocar con ella. Estos detalles se comprobarán posteriormente en el apartado del ensamblaje con la motocicleta.

4. Siguiendo con el proceso de diseño, se ha realizado el hueco para el tensor del eje trasero que conecta la rueda con el basculante (Figura 50).

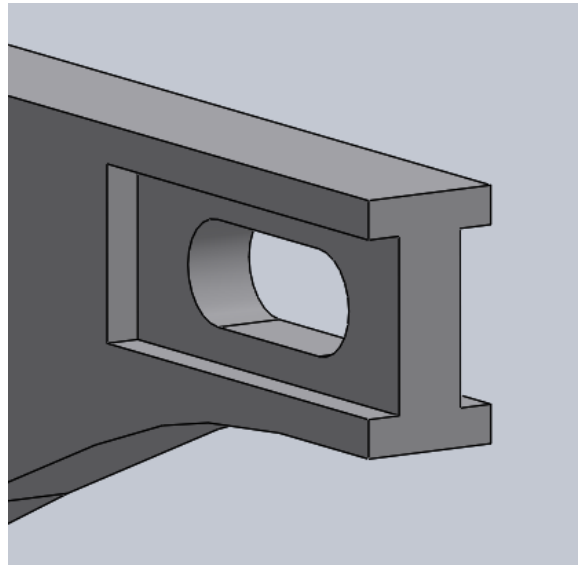


Figura 50: Hueco para tensor del eje trasero. [2]

5. Prosiguiendo, se ha realizado una simetría del brazo y se unieron ambos mediante una extrusión (véase Figura 52).
6. Se diseña el cuerpo central que une ambos brazos superiores, al que se le realiza el hueco para el amortiguador (véase Figura 51).

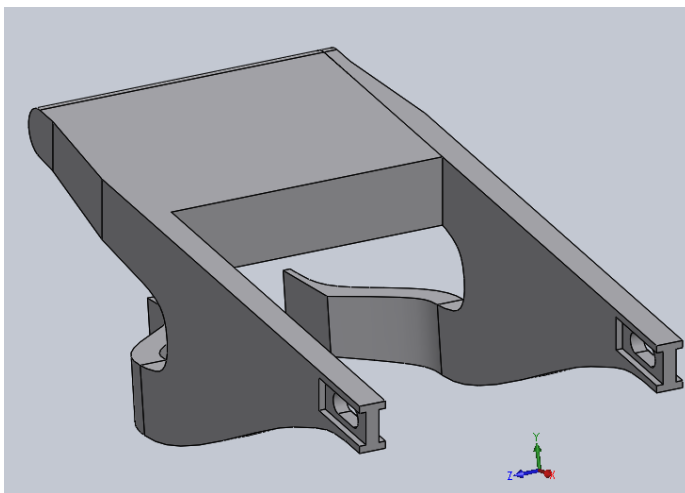


Figura 52: Unión de ambos brazos del basculante. [2]

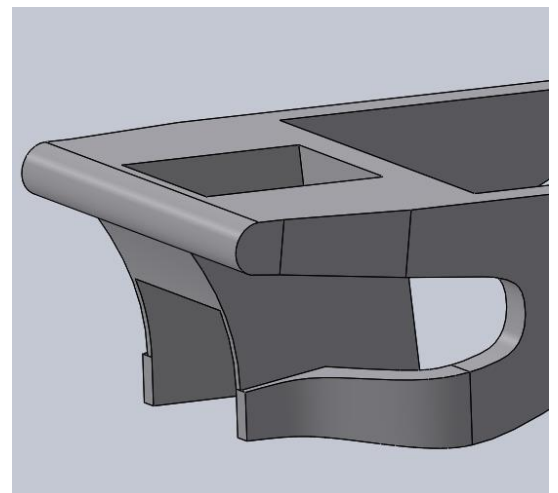


Figura 51: Cuerpo central. [2]

Se realizan los taladros para el eje y los retenedores de rodamientos que se verán con más detalle en el apartado 5.6 (véase Figura 53).

7. En base al croquis de la Figura 54, diseñado por el miembro del equipo encargado de la suspensión, se diseñan las cogidas de las bieletas de la suspensión.

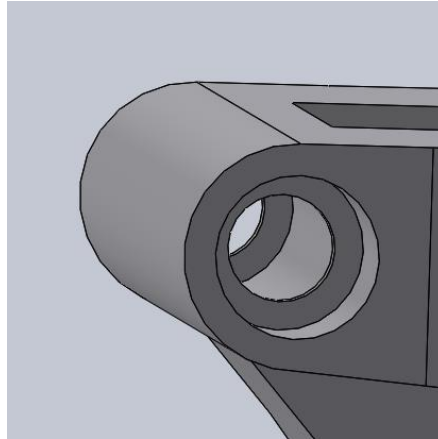


Figura 53: Diseño del orificio del eje delantero y los soportes de los rodamientos. [2]

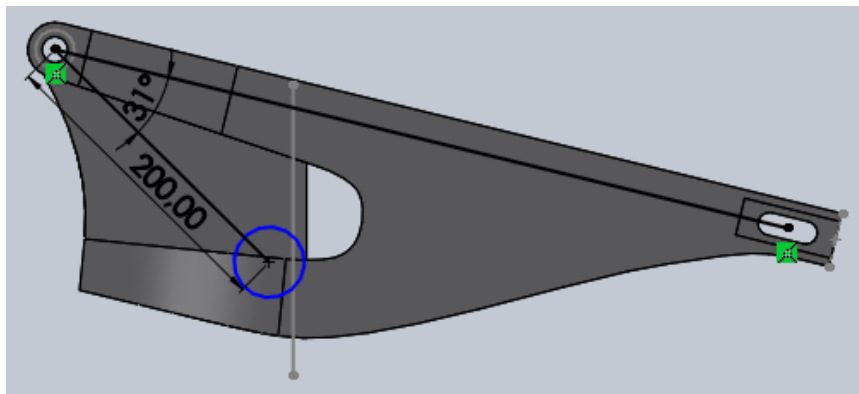


Figura 54: Croquis del posicionamiento de las bieletas de la suspensión trasera. [2]

8. Se diseña un saliente para sujetar el soporte del freno trasero (Figura 55).

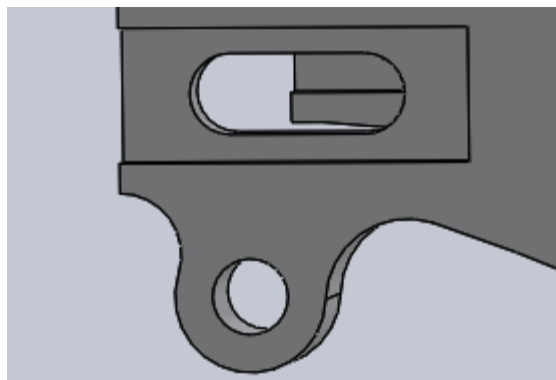


Figura 55: Oreja para sujetar el soporte del freno trasero. [2]

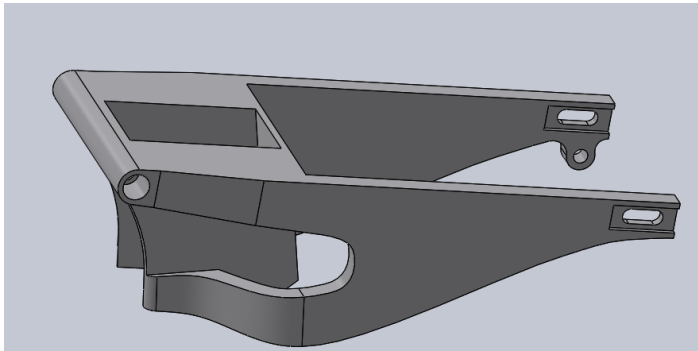


Figura 57: Vista lateral del basculante . [2].

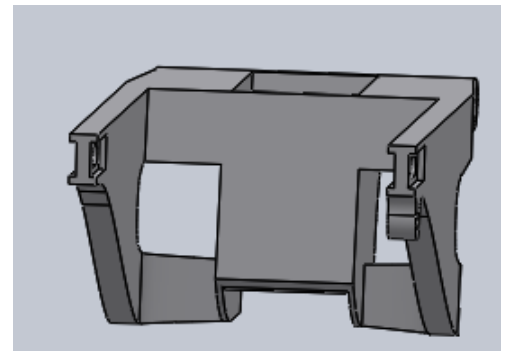


Figura 56: Vista trasera del basculante . [2]

9. Por último, se le dan unos retoques estéticos al basculante, como redondeos. Vistas del basculante en (Figura 56 y 57).

En este punto del diseño, con el material asignado en el apartado 4, el basculante tiene una masa de 8 kg.

En este punto, no se tiene el suficiente conocimiento de si este peso es demasiado elevado o está dentro de unos rangos aceptables. Se recuerda que el basculante es totalmente macizo. Para ello, se recurre a los datos técnicos de los basculantes de años anteriores y se comparan en la Tabla 2

	UMA 2012	UMA G 2016	UMA E 2016	UMA 2018	UMA 2020	VC 1000 cc
Rig. Lateral (kN/mm)	0,53	1,6	1,05	0,978	0,76	0,8-1,6
Rig. Longitudinal (kNm/g)	0,28	1,18	1,25	0,689	1,39	1 ~ 2
Masa (kg)	3	5,2	6,1	4,8	4,2	

Tabla 2: Comparativa de rigideces y masa de otros años y rigideces recomendadas por [15].

Viendo la tabla con las rigideces y pesos de otras ediciones se observa que el basculante de estudio está lejos de la masa de los basculantes de otros años. Es por ello que, se debe de vaciar en la medida de lo posible sin perder demasiada rigidez.

5.4 Ensamblaje del basculante

Hasta ahora, el diseño inicial del basculante se ha hecho en base a un mismo archivo de SolidWorks, es decir, el conjunto del basculante es una pieza. Sin embargo, a la hora de fabricar, no se puede mandar a la fábrica todo el basculante en una sola pieza, ya que sería inviable para fabricar. Por ello y porque resultará más cómodo trabajar de manera independiente con cada pieza, se realiza de nuevo el basculante, pieza por pieza y posteriormente se ensamblan todas estas piezas para conseguir un mismo sólido.

Para llevar a cabo este aspecto, se han creado carpetas (véase Figura 59) que contienen cada una de las piezas del basculante, así como subensamblajes de esas piezas con otras que vayan conectadas, por ejemplo, las chapas que conforman el cuerpo central van todas juntas ensambladas en un subensamblaje que a su vez este irá dentro del ensamblaje general del basculante.

En la Figura 58 se ha mostrado un ejemplo de lo mencionado anteriormente. Esta Figura muestra los componentes de la carpeta cuerpo central, en SolidWorks con la extensión SLDPRT, así como su subensamblaje, en SolidWorks con la extensión SLDASM.



Figura 58: Interior de la carpeta "cuerpo central". [2]

Figura 59: Carpeta con las diferentes piezas y subensamblajes. [2]

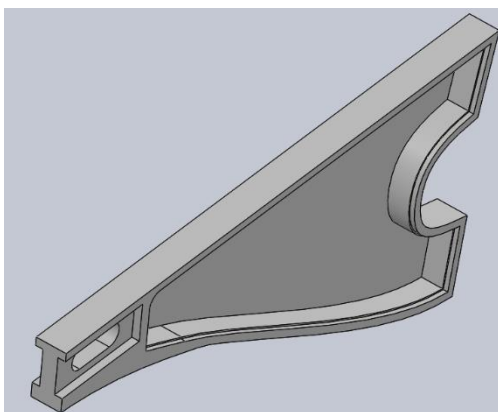
De esta forma está todo más organizado y es más fácil editar y buscar elementos.

5.5 Vaciado del basculante y subensamblajes

Para conseguir reducir la masa del basculante, es necesario realizar vaciados en los diferentes componentes de este, siempre teniendo presente que luego debe ser posible fabricar.

En general los vaciados se harán dejando un espesor mínimo entre caras y recubriendo la zona exterior al vaciado unas chapas de diferentes milímetros de espesor para aportar rigidez a la estructura

5.5.1 Brazos



Ambos brazos han sido vaciados de la misma forma. Para ello, se ha dibujado un croquis en la cara donde se deseaba dejar abierto el brazo. Se ha usado el comando equidistanciar superficies, consiguiendo el mismo perfil, pero a una distancia del exterior.

Para poder apoyar la chapa en la cara abierta, se ha hecho un contorno interior de 1 mm de espesor como muestra la Figura 60 y 62.

Figura 60: Brazo izquierdo del basculante aligerado. [2]

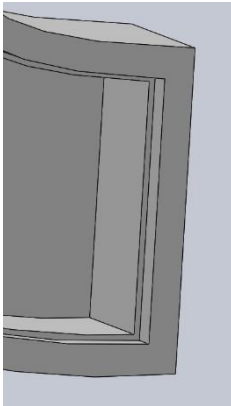


Figura 62: Vista en detalle de la rebaba del brazo izquierdo. [2]

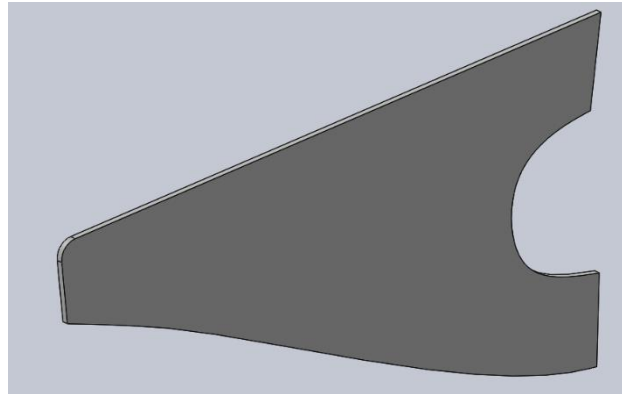


Figura 61: Chapa del brazo izquierdo. [2]

En la Figura 62 se aprecia como son las zonas de unión con otras piezas, con en este caso el lateral izquierdo superior (apartado 5.5.2). La geometría tiene un leve grosor macizo para asegurar que la unión entre piezas no se deforme y sea la adecuada.

En la Figura 61 se puede apreciar la chapa que irá soldada a la cara abierta del brazo y que se ha extruido con el mismo croquis del vaciado del brazo para que encaje a la perfección.

En la Figura 63 se muestra el ensamblaje de ambas piezas.

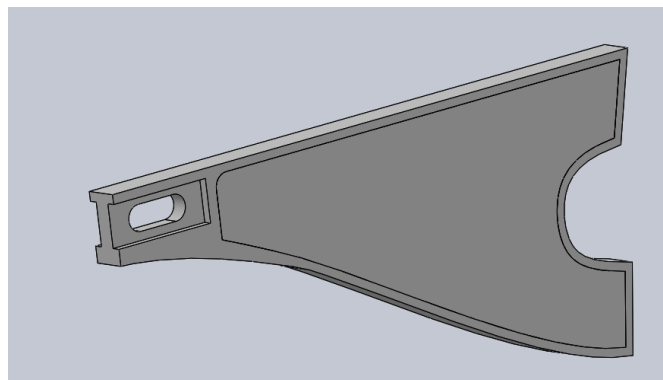


Figura 63: Vista del subensamblaje brazo izquierdo + chapa izquierda. [2]

A ambos brazos se le han diseñado unas cogidas para el guardabarros trasero como se ve en la Figura 64

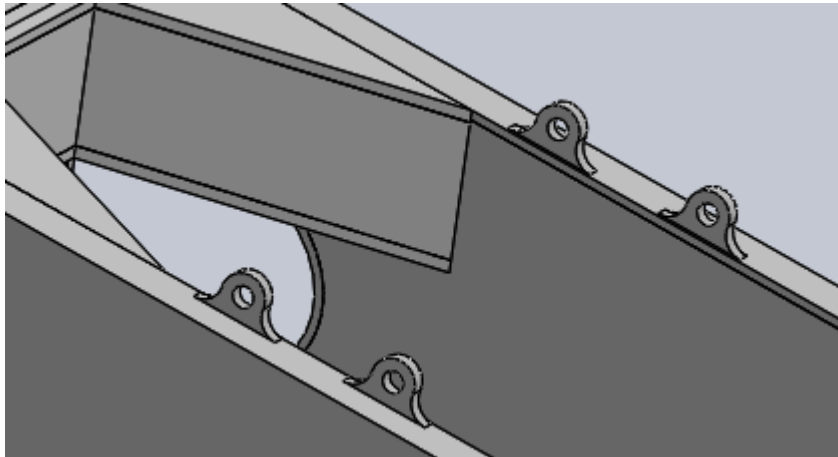
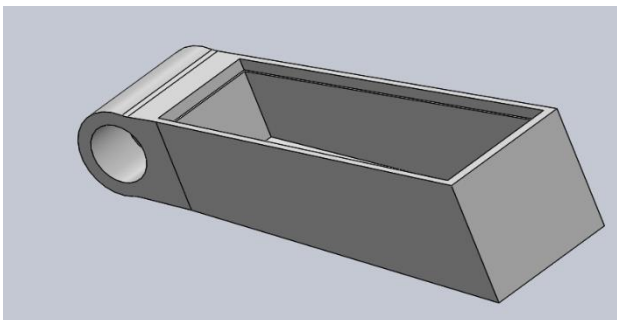


Figura 64: Cogidas para el guardabarros trasero. [2]

5.5.2 Laterales superiores



Al igual que para los brazos, se ha hecho el vaciado de los laterales superiores desde la parte superior de la pieza como se aprecia en la Figura 65.

Figura 65: Vista del lateral izquierdo superior del basculante. [2]

En la Figura 66 se muestra la chapa y en la Figura 67 se muestra el ensamblaje lateral completo.

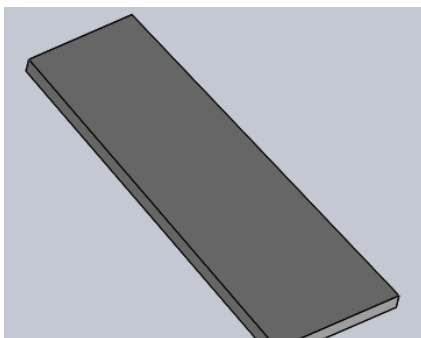


Figura 66: Chapa lateral izquierda superior. [2]

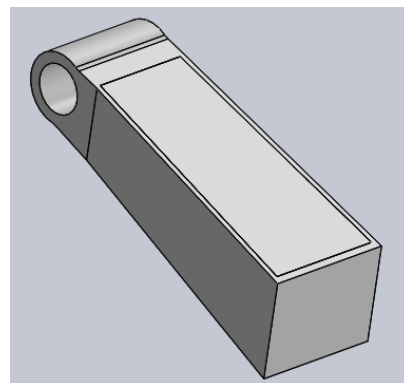


Figura 67: Subensamblaje lateral izquierdo superior. [2]

5.5.3 Cuerpo central

El cuerpo central consta de dos chapas laterales simétricas (Figura 72), una chapa trasera de mayor espesor (Figura 70) que contendrá dos enganches (Figura 68) donde irán las bieletas de la suspensión y un cilindro hueco en la parte delantera por donde pasa el eje (Figura 69). De esta forma, al montar el conjunto, hay suficiente espacio para que pase el amortiguador de la suspensión, así como el ternario por debajo.

Las bieletas irán unidas a través de un tornillo de hombro y en contacto con las chapas laterales por el orificio que presentan las mismas.

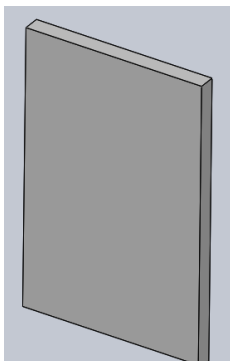


Figura 70: Chapa trasera cuerpo central. [2]

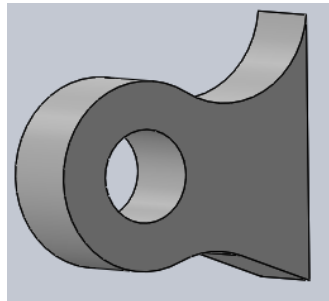


Figura 68: Cogida bieletas suspensión. [2]

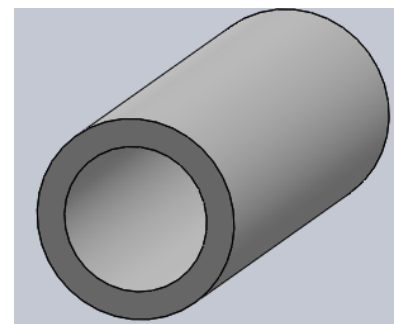


Figura 69: Cilindro delantero superior del cuerpo centra. [2]

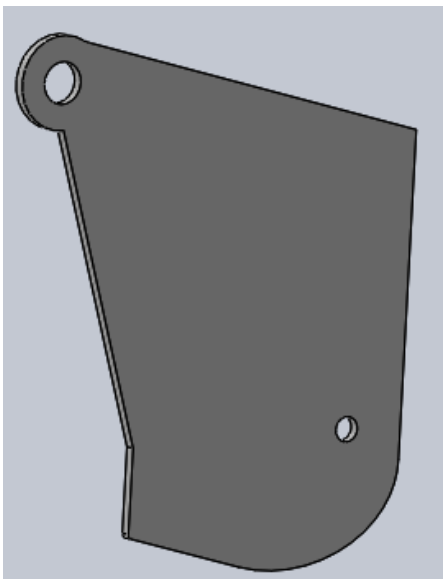


Figura 72: Chapa central cuerpo latera. [2]

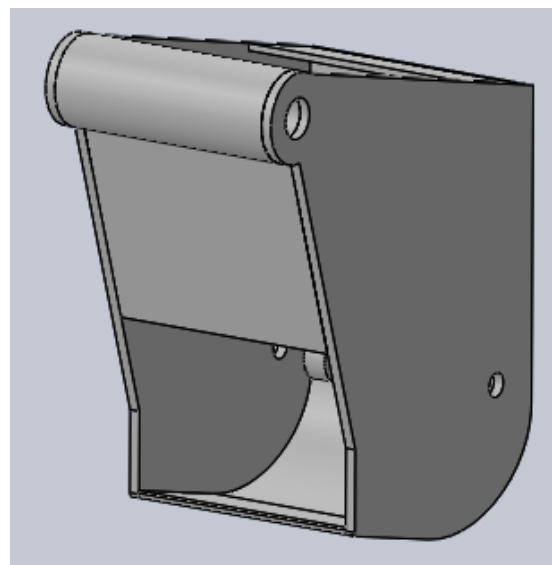
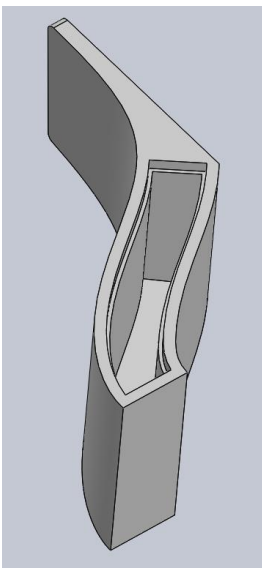


Figura 73: Vista en conjunto del cuerpo central desde plano inferior. [2]

A su vez, a este cuerpo central y como posteriormente se justificará en el cálculo de rigideces mediante simulaciones en SolidWorks, para conseguir mayor rigidez torsional, se ha tapado en la medida de lo posible y sin entorpecer el paso del sistema de amortiguación trasero todas las zonas abiertas con chapas de poco espesor, ya que los perfiles cerrados presentan un comportamiento muy superior a los perfiles abiertos en términos de rigidez, al igual que por parte superior, que se ha incluido una chapa de 3 mm de espesor (véase Figura 73).

5.5.4 Uniones cuerpo-brazos



Estas uniones al igual que los brazos del basculante, siguen el mismo procedimiento de vaciado.

La chapa superior para tapar el hueco del vaciado se ha realizado con el mismo croquis que el vaciado de la pieza en ese (Figura 75).

En este caso, la cara de vaciado no se ha realizado en la cara lateral como en el caso de los brazos, puesto que los laterales tienen forma de curva y el vaciado de estos resulta más dificultoso además de que habría que tapar el lateral con chapa del mismo espesor, pero doblándola para obtener la geometría deseada.

Es por esto que el vaciado se ha realizado en la cara superior que es plana, facilitando el proceso en gran medida (Figura 74).

Figura 74: Unión cuerpo brazo izquierdo . [2]

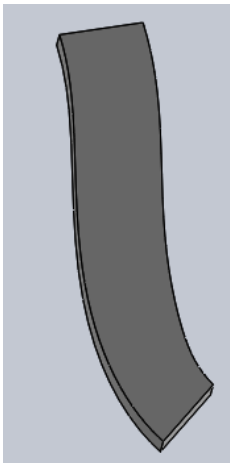
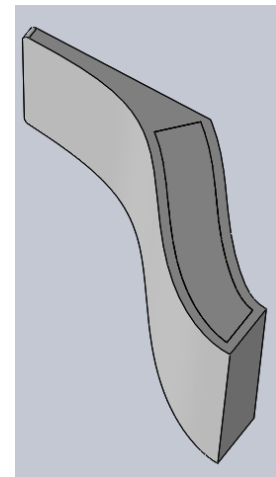


Figura 76: Chapa unión cuerpo brazo izquierdo . [2]

Figura 75: Vista general del conjunto unión cuerpo brazo izquierdo . [2]



El conjunto de la chapa y la pieza vaciada viene representado en la Figura 76.

5.5.5 Cajón

Este cajón, formado por dos chapas simétricas horizontales soldadas (Figura 78), una por la parte superior y otra por la parte inferior, a un conjunto de piezas verticales (Figura 77), surge de la necesidad de aumentar la rigidez torsional del basculante tras resultados bastante bajos en las simulaciones. Este cajón, sumado a otras chapas que se presentaran a continuación, sube la rigidez del conjunto en una cantidad considerable agregando menos de 400 gramos a la masa total del basculante.

Este cajón irá soldado a la parte trasera de la chapa trasera del cuerpo central y a la parte trasera de ambos laterales superiores.

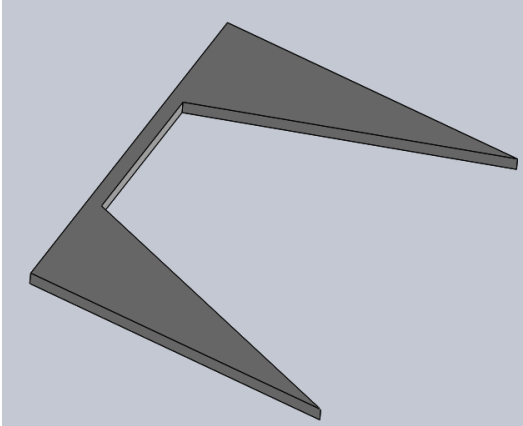


Figura 78: Chapa superior horizontal del conjunto cajón. [2]

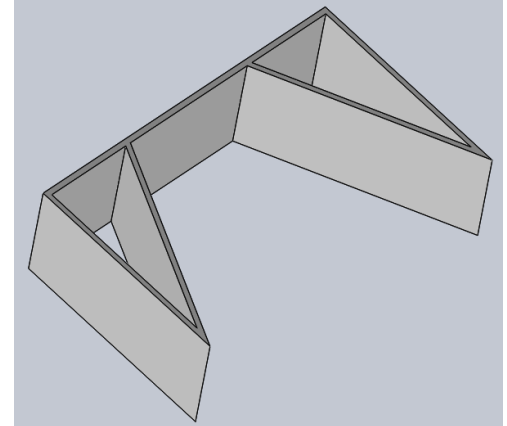


Figura 77: Pieza vertical del conjunto cajón. [2]

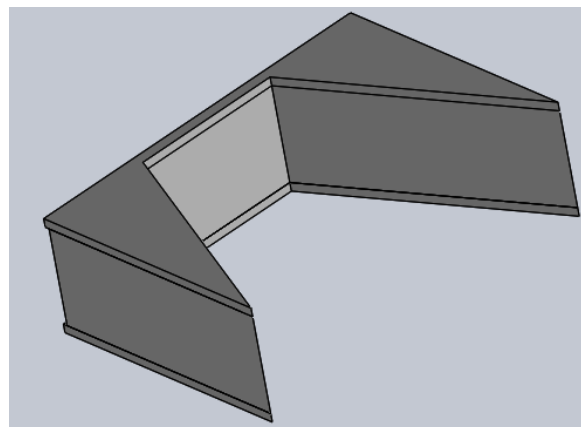


Figura 79: Vista del conjunto cajón. [2]

El ensamblaje del conjunto de las piezas viene representado en la Figura 79.

Uniendo todos los subensamblajes resulta el ensamblaje del basculante completo (Figuras 80, 81, 82 y 83). Este basculante presenta una masa de 4,8 kg.

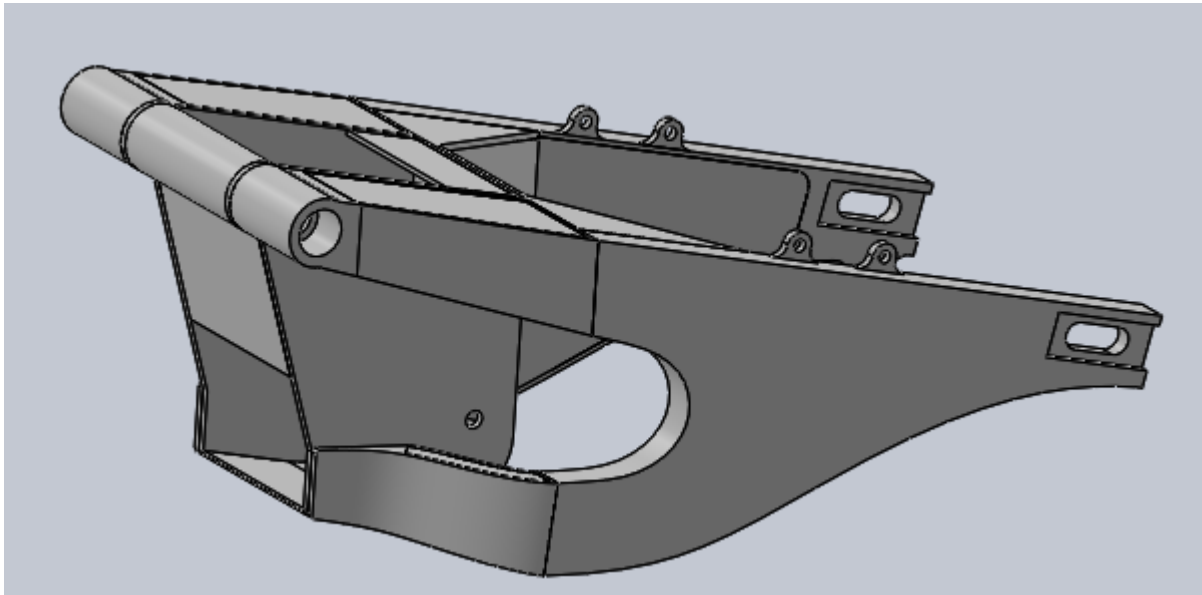


Figura 80: Vista lateral del basculante. [2]

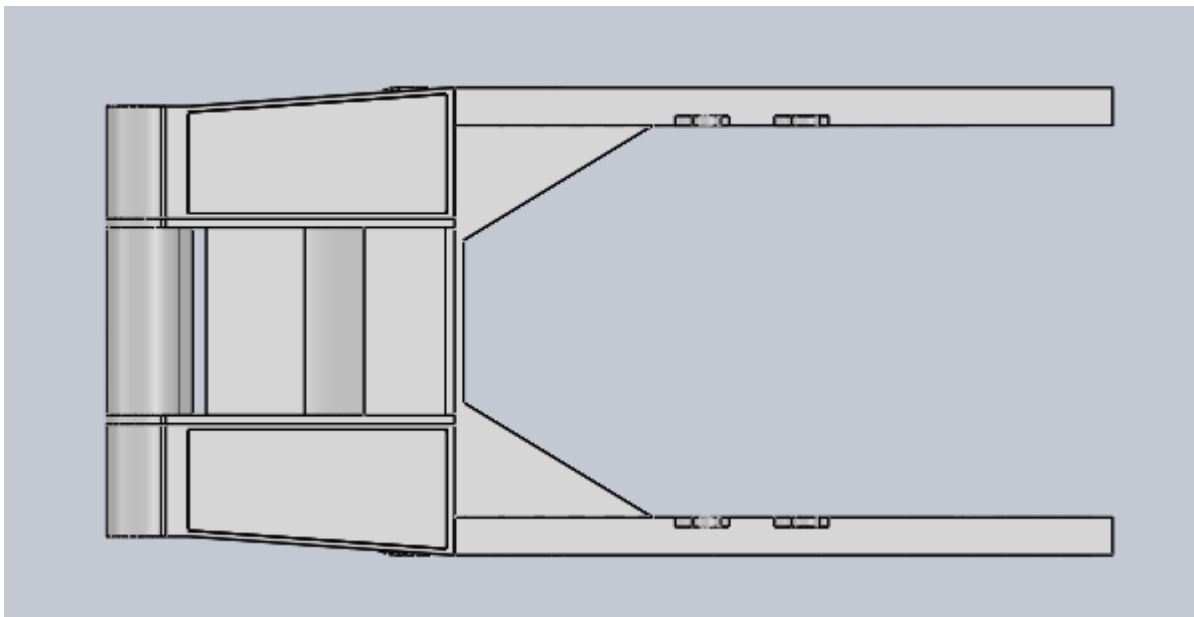


Figura 81: Vista en planta del basculante. [2]

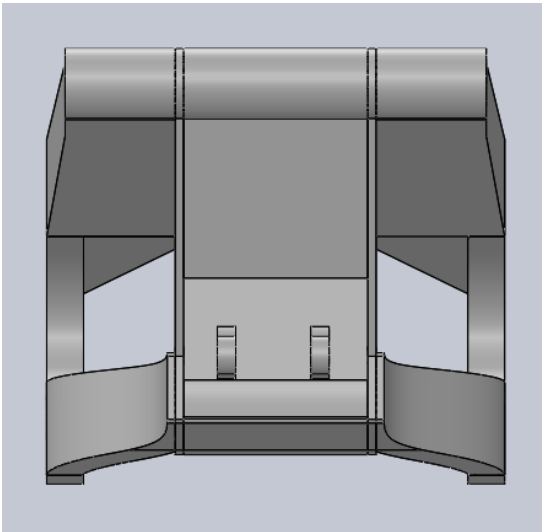


Figura 82: Vista frontal del basculante. [2]

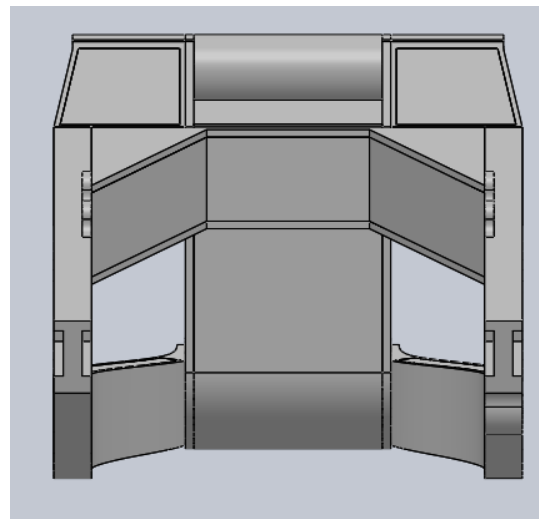


Figura 83: Vista trasera del basculante. [2]

5.6 Uniones del basculante a los distintos componentes

A continuación, se expondrán los elementos que se van a emplear para unir el basculante a otros componentes, así como la justificación del diseño de los alojamientos

5.6.1 Unión al chasis

La unión al chasis se realiza mediante un eje de 17 mm de diámetro que atraviesa los laterales y el cilindro del cuerpo central. Puesto que el basculante ha de ser capaz de rotar alrededor de este eje es necesario el uso de rodamientos y aros.

- Rodamiento radial: soporta cargas perpendiculares al eje de rotación. Pueden estar constituidos por bolas, rodillos o agujas cuya misión es conseguir un movimiento suave contenidos entre dos anillos del rodamiento.
- Rodamiento axial: se encarga de soportar cargas en dirección paralela al eje. Al igual que los rodamientos radiales, consta de bolas, rodillos o agujas para el movimiento.

Los rodamientos seleccionados para llevar a cabo esta función son rodamientos de agujas tanto radiales como axiales.

Como rodamientos radiales se emplearán el modelo de SKF HK2020 (Figura 85) con un aro interior de SKF IR 17x20x20 (Figura 84). Para los rodamientos axiales se hará uso del rodamiento de agujas AXW 2035 (Figura 87) apoyado sobre un casquillo lateral como se aprecia en el corte de la Figura 86.



Figura 85: Rodamiento radial HK 2020.
[37]



Figura 84: Aro interior para
rodamiento de agujas IR 17X20X20.
[37]



Figura 87: Rodamiento axial AXW 2035. [37]

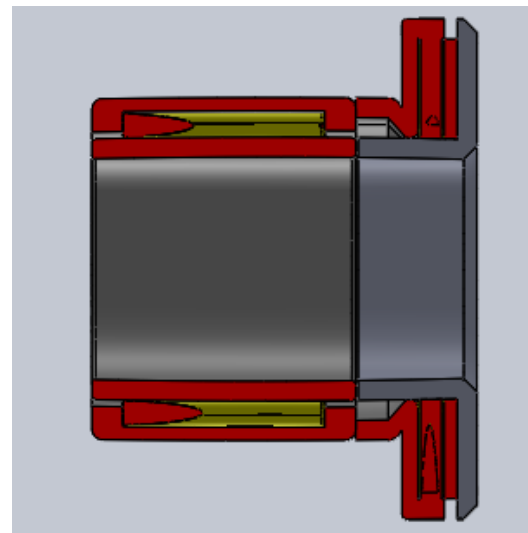


Figura 86: Sección del conjunto de rodamientos.
[2]

En la Figura 88 y 89 se muestra el hueco en el lateral superior para el acople de los rodamientos

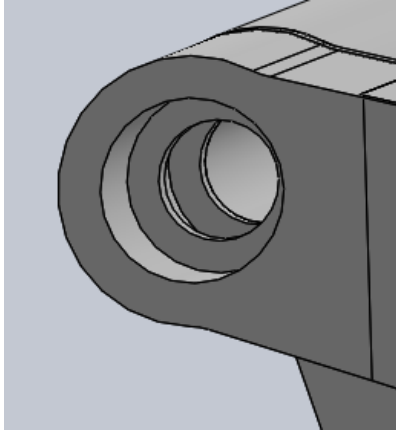


Figura 89: hueco para los rodamientos en el lateral superior. [2]

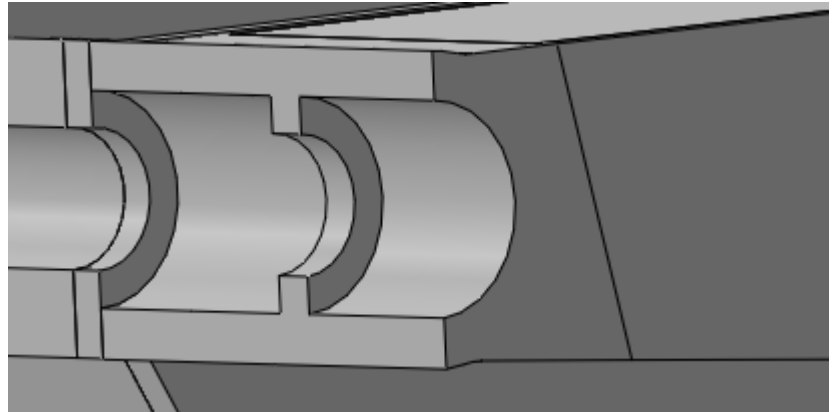


Figura 88: Sección del hueco para los rodamientos en el lateral superior. [2]

En la Figura 90 se muestra el montaje de los rodamientos en sus alojamientos.

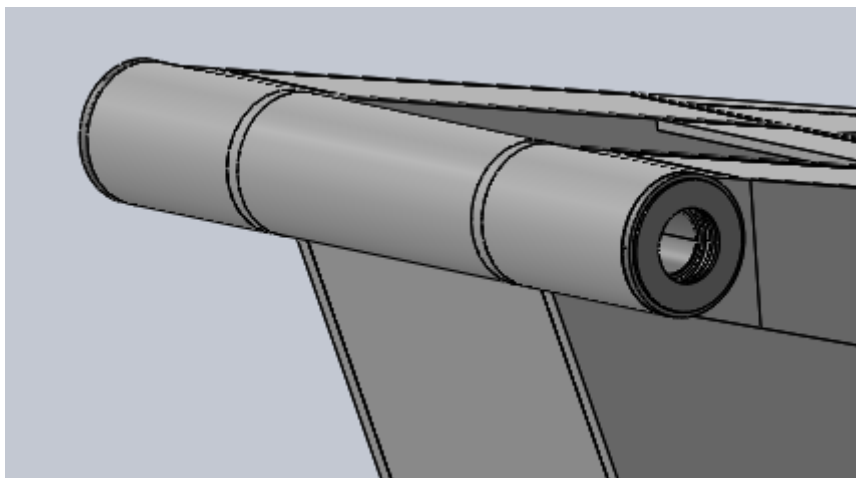


Figura 90: Montaje de los rodamientos en los huecos del basculante. [2]

5.6.2 Unión a las bieletas de la suspensión

Para unir las bieletas a la suspensión, se introducirán casquillas antifricción de SKF PPM 101212 (Figura 91) en las cogidas de las bieletas. Además, a ambos lados de los laterales y de las cogidas que tocan con las bieletas se han introducido arandelas axiales PCMW 122401 (Figura 92).



Figura 91: Casquillo antifricción PPM 101212.
[37]



Figura 92: Arandela axial PCMW 122401. [37]

En la Figura 93 se muestra una sección de cómo van montadas las bieletas en el enganche de la suspensión.

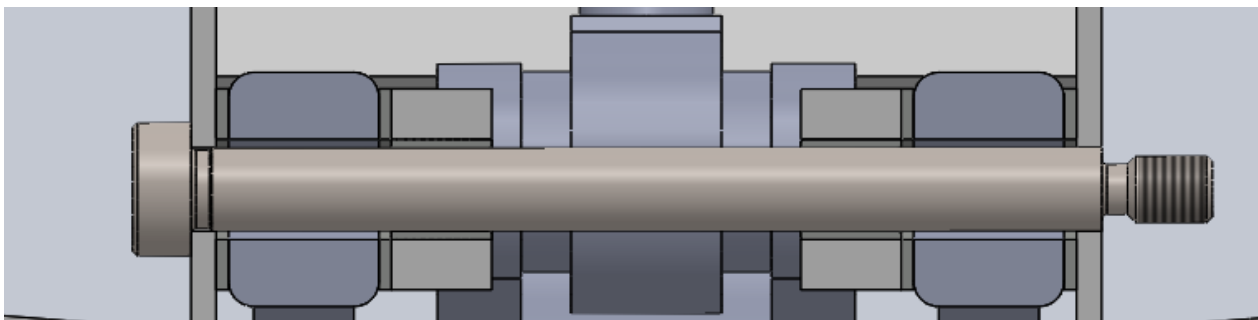


Figura 93: Sección de la cogida a las bieletas de la suspensión. [2]

5.6.3 Unión a la rueda trasera

Para unir el basculante a la rueda trasera se han hecho las hendiduras del tensor de la cadena de ajuste externo (Figura 94 y 95).

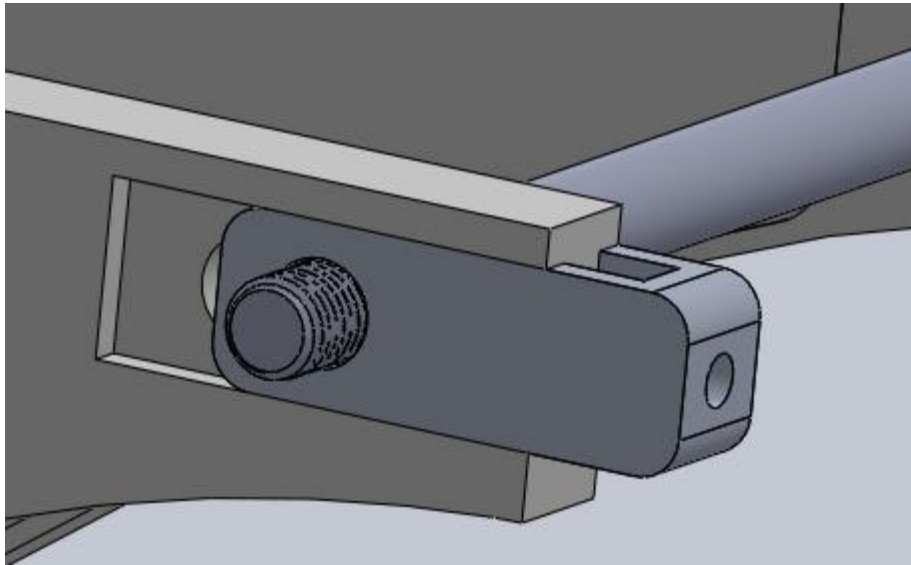


Figura 94: Tensor de la cadena. [2]

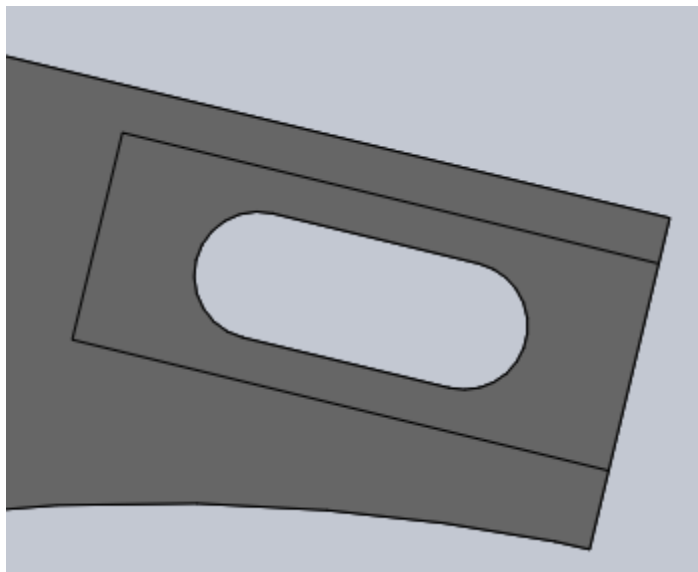


Figura 95: Hendidura para el tensor y el eje de la cadena. [2]

A su vez, en el brazo derecho se ha hecho una cogida para unir al basculante al soporte de la pinza de freno (Figura 96).

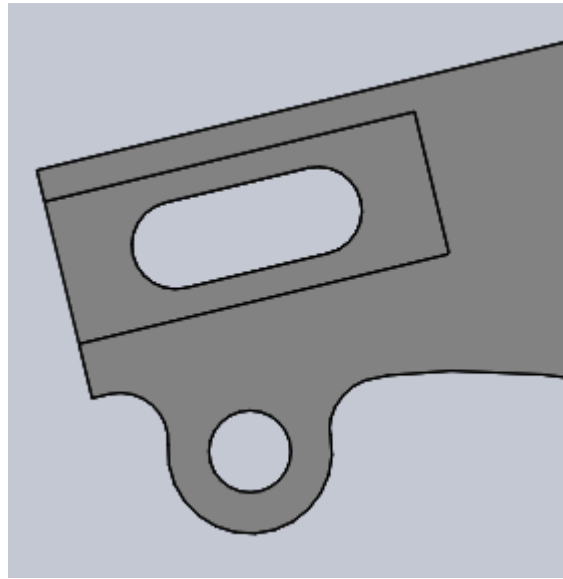


Figura 96: Vista de la cogida del soporte de la suspensión del brazo derecho del basculante . [2]

En la Figura 97 se muestra un explosionado de la sujeción del soporte de la pinza de freno.

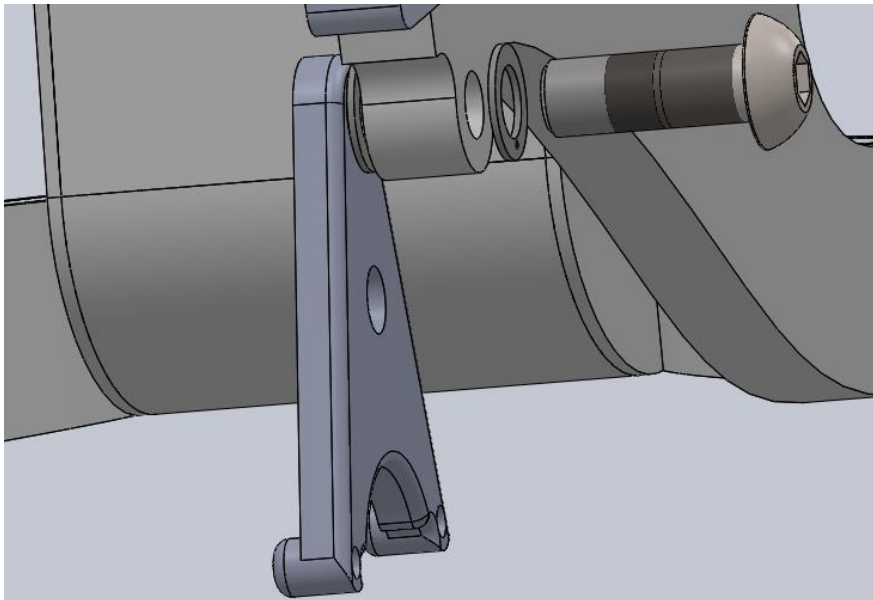


Figura 97: Explosionado de la sujeción del soporte de la pinza de freno . [2]

6. Análisis de fuerzas

En este apartado se expondrán las fuerzas que afectan a la motocicleta analizando dos casos posibles de aplicación; en línea recta y en paso por curva. Una vez calculadas las fuerzas, se analizará como las mismas afectan al basculante.

6.1 Centro de gravedad y masa de la motocicleta con y sin piloto

A continuación, se expondrán las características físicas como son el centro de gravedad y la masa de la motocicleta, así como sus componentes que serán de utilidad para el cálculo de las distintas fuerzas anteriormente señaladas.

Para la estimación del centro de gravedad de la motocicleta se ha hecho referencia al comando centro de masa de la aplicación SolidWorks. Se ha introducido la posición del centro de gravedad de cada pieza respecto de un punto base que es el punto de contacto del neumático delantero con el suelo (véase Figura 98).

La masa de los componentes que estaban modelados se ha obtenido de SolidWorks y los elementos de los que se desconocía la masa como el controlador o el motor se ha puesto la misma masa que la de ediciones anteriores.

El problema de no tener estos componentes bien modelados acarrea que el centro de masa que aparece de estos componentes no es el verdadero, por ello en aquellos casos donde ha ocurrido esto se ha posicionado el centro de masa en la mitad del eje X e Y de los componentes (Tabla 3).

COMPONENTES	Masa (Kg)	X (mm)	Y (mm)
Rueda delantera	5,08	0	288
Rueda trasera	7,09	1204,64	300,65
Motor	20,00	555,2	436,54
Eje intermedio	0,00	0	0
Batería	42,71	609,19	662,65
Controlador	9,00	882,78	636,01
Chasis	10,35	508,69	603,26
Basculante	4,11	889,26	341,66
Horquilla	6,00	145,21	630,09
Suspensión trasera	3,00	791,94	406,91
Tijas	0,98	231,22	789,86
TOTAL	108,33		

Tabla 3: Valores de c.d.g. y masa de cada componente de la motocicleta . [2]

Para calcular el centro de gravedad del conjunto total de la motocicleta se ha hecho uso de las ecuaciones siguientes:

$$X_{CDG} = \frac{\sum x_i \cdot m_i}{\sum m_i}$$

$$Y_{CDG} = \frac{\sum y_i \cdot m_i}{\sum m_i}$$

Los resultados se presentan en la Tabla 4.

CDG	X (mm)	Y (mm)
	609,32	551,83

Tabla 4: Centro de gravedad de la motocicleta. [2]

Pero hay que recordar que la motocicleta debe contemplar también la masa del piloto que influirá bastante en la posición del centro de gravedad de esta (Tabla 5).

	Peso (kg)	X (mm)	Y (mm)
Piloto	75	740	850
TOTAL	183,33		

Tabla 5: Centro de gravedad del piloto, así como la masa total de este y la motocicleta. [2]

Volviendo a hacer las ecuaciones anteriormente mencionadas, se tiene la Tabla 6

CDG	X (mm)	Y (mm)
	662,78	673,82

Tabla 6: Centro de gravedad motocicleta y piloto. [2]

Por tanto, se puede concluir que el centro de gravedad de la motocicleta con el piloto es de (662,78,676,82) mm midiendo desde el punto de contacto del neumático delantero con la calzada y la masa del conjunto es de 183,33 kg.

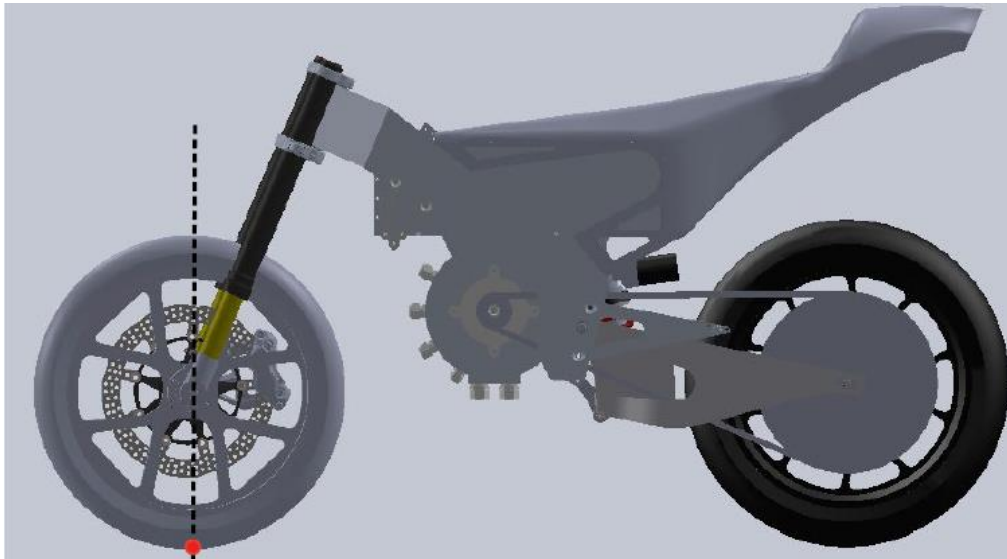


Figura 98: Punto de referencia para c.d.g. [2]

6.2 Ecuaciones de partida

Partiendo de la segunda ley de Newton:

$$F = m \cdot a$$

Y de la ecuación de Euler:

$$\Sigma M = I \cdot \alpha$$

Se describen las fuerzas y resistencias que tienen lugar cuando la motocicleta se desplaza en línea recta.

- **Fuerza tractora:** fuerza que transmite el motor a la rueda a través de la transmisión y que esta es capaz de transmitir al asfalto.
- **Resistencia aerodinámica:** fuerza en sentido contrario al movimiento de la motocicleta que sufre la misma al desplazarse a través del aire.

$$F_{x_a} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot v^2$$

Siendo:

F_{x_a} – Fuerza aerodinámica (N)

ρ – Densidad ($\frac{kg}{m^3}$)

C_x – Coeficiente aerodinámico

A_f – Área frontal (m^2)

v – velocidad lineal ($\frac{m}{s}$)

- Resistencia a la rodadura: fuerza que aplicada en el centro de la huella de contacto y con línea de acción paralela al eje longitudinal del neumático, genera sobre su eje de giro un par igual al necesario para mantener el neumático en estado estacionario ($\omega=cte$, $v=cte$). Esta deformación se genera cuando el neumático rueda sobre el asfalto.

$$R_r = f_r \cdot P \cdot \cos \phi$$

Siendo:

R_r – Resistencia a la rodadura

f_r – Coeficiente de rozamiento

P – Peso (N)

ϕ – Ángulo de la calzada respecto a la horizontal ($^\circ$)

- Resistencia gravitatoria: la motocicleta tiene una masa, la cual como todas en la Tierra es atraída al centro de la misma por la gravedad.

$$R_g = P \cdot \sen \phi$$

Siendo:

R_g – Resistencia gravitatoria

En la Figura 99 se observa un esquema de las fuerzas de rodadura y tractora aplicadas a una rueda.

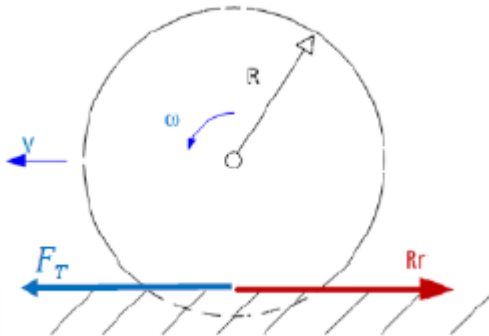


Figura 99: Representación esquematizada de una rueda e interviniendo las fuerzas de tracción (azul) y de rodadura (roja) . [2]

En la Figura 100 se aprecian todas las fuerzas que afectan a la motocicleta.

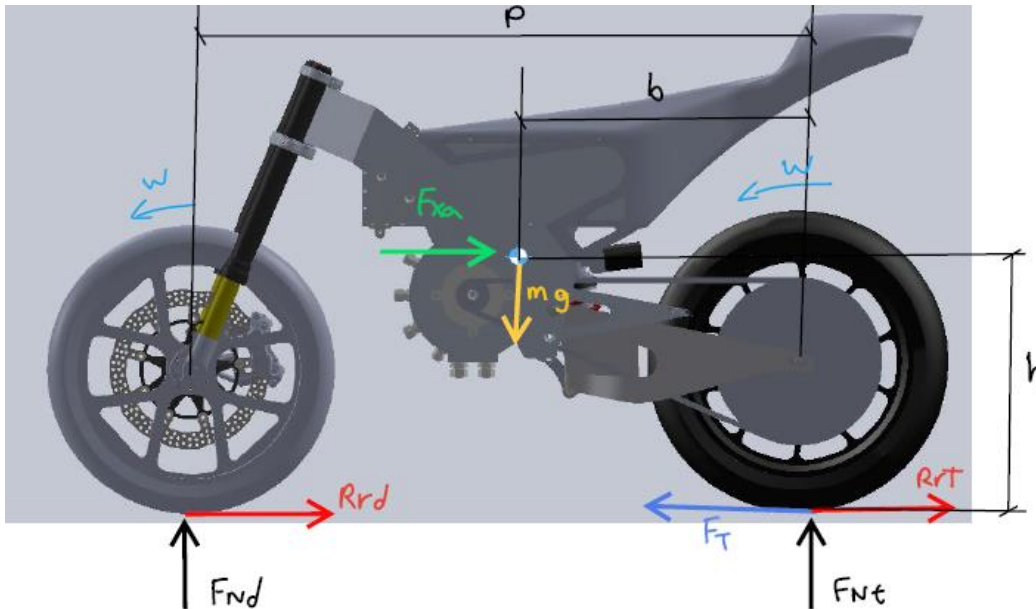


Figura 100: Fuerzas involucradas en la motocicleta. [2]

Sabiendo esto y atendiendo a la Figura 100 se tiene:

$$F_T - R_{rd} - R_{rt} - R_g - F_{x_a} = m \cdot a$$

Consideraciones:

- Sabiendo que en línea recta el ángulo de la calzada con la horizontal es de 0° la componente gravitatoria no afecta.
- Para la fuerza aerodinámica, el centro de presiones, punto donde actúa la resistencia aerodinámica, coincide con el centro de gravedad.
- La motocicleta se está considerando como si fuese un sólido rígido, esto quiere decir que la transferencia de carga al acelerar y al frenar será directa y las cargas aplicadas estarán sobredimensionadas, ya que la carga no pasa a las suspensiones.

Todas las ecuaciones mencionadas anteriormente están referidas al eje X. Se tendrán que añadir para el análisis completo el sumatorio de momentos respecto al centro de gravedad y una ecuación para el sumatorio de fuerzas en el eje Y. Por lo tanto y aplicando las consideraciones anteriores:

$$\Sigma F_x: F_T - R_{rd} - R_{rt} - F_{x_a} = m \cdot a$$

$$\Sigma F_y: -m \cdot g + F_{N_d} + F_{N_t} = 0$$

$$\Sigma M_z: F_T \cdot h + F_{N_d} \cdot (p - b) - F_{N_t} \cdot b - (R_{rd} + R_{rt}) \cdot h = I_t \cdot \alpha_t + I_d \cdot \alpha_d$$

Siendo:

F_{N_d} – Fuerza Normal rueda delantera y F_{N_t} – Fuerza Normal rueda trasera

I_t y I_d momentos de inercia de los elementos de la transmisión del vehículo reducidos a los ejes de las ruedas delantera y trasera (incluidas las propias ruedas).

α_t – Aceleración angular rueda trasera

α_d – Aceleración angular rueda delantera

Del cálculo del centro de gravedad se obtiene que:

$$p=1204,64 \text{ mm}; b=p-x_{cdg}=1204,64- 662,78=541,86 \text{ mm}; h=y_{cdg} = 673,82 \text{ mm}$$

6.2.1 Aceleración

Contenido en base a [15]

Partiendo de:

$$F_T' - R_{rd} - R_{rt} - F_{xa} = m' \cdot a$$

$$F_T' = T \cdot (w_m/V)$$

Siendo:

F_T' - Fuerza tractora considerando masas con inercias.

m' - Masa equivalente del vehículo considerando la influencia de masas rotativas con inercia.

T - Torque del motor.

w_m/V - Relación entre la velocidad del motor y la velocidad de avance.

Atendiendo a la Figura 101 se tiene:

$$m' = m + I_{wr} \cdot \tau_r^2 + I_{wf} \cdot \tau_f^2 + I_{wm} \cdot \tau_m^2 + I_{wp} \cdot \tau_p^2 + I_{ws} \cdot \tau_s^2$$

Siendo:

m - Masa de la motocicleta-

I_{wr} - Inercia de la rueda trasera

I_{wf} - Inercia de la rueda delantera

I_{wm} - Inercia del motor

I_{wp} - Inercia del eje primario

I_{ws} - Inercia del eje secundario

τ - Índice respecto a la velocidad

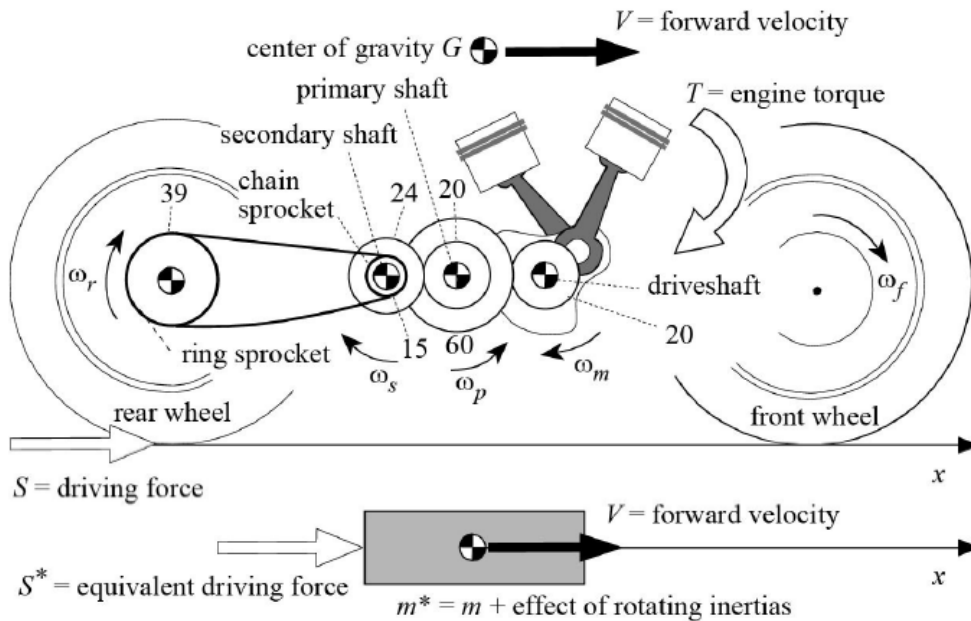


Figura 101: Partes rotativas de una motocicleta de combustión. [2]

Atendiendo a la Figura 101 cabe destacar que la motocicleta de estudio, al ser eléctrica, se puede considerar que consta de un eje de accionamiento (driveshaft) que sería el piñón del motor y un plato, con lo cual se prescinde del eje primario y secundario. Considerando esto, la expresión anterior queda:

$$m' = m + I_{wr} \cdot \tau_r^2 + I_{wf} \cdot \tau_f^2 + I_{wm} \cdot \tau_m^2$$

$$\tau_r = \tau_f = \frac{1}{R_r} = \frac{1}{R_f}$$

$$\tau_m = \tau_{m,r} \cdot \frac{1}{R_f}$$

Siendo:

$$R_f \text{ y } R_r - \text{Radio de la rueda delantera y trasera}$$

$$\tau_{m,r} - \text{Relación de transmisión motor-plato}$$

Se está en disposición de dar valores a los elementos de la ecuación anterior.

Para la masa se usará el valor estimado en el Apartado 6.1. El radio de la rueda delantera y trasera es de 300,65 mm. Se considera una relación de transmisión piñón-plato de 14/64. La inercia del motor se estima en 0,096 kg·m², valor estimado de la inercia que tenía el motor de competición de 2018 (Tabla 7).

Para calcular la inercia de las ruedas se considera que son un cilindro sólido La masa impuesta contempla neumático, llanta, así como el plato de transmisión de la rueda trasera. Entonces:

$$I_{wf} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 11 \cdot 0,30065^2 = 0,5 \text{ kgm}^2$$

$$I_{wr} = \frac{1}{2} \cdot 16 \cdot 0,30065^2 = 0,72 \text{ kgm}^2$$

$$m' = 183,33 + 0,72 \cdot \frac{1}{0,3} + 0,5 \cdot \frac{1}{0,3} + 0,096 \cdot \frac{14}{64} \cdot \frac{1}{0,3} = 197,66 \text{ kg}$$

Year/Values	2016	2018	2021	2023	Units
Additional Data					
Type	PMS 150	RFPM	PMSM	PMSM	
Weight (w/o cables)		21,4	20	26	kg
Rotor moment of inertia		0,096	0.009	-	kg*m ²

Tabla 7: Inercias de los motores eléctricos de ediciones pasadas . [2]

Para este apartado de aceleración, se estudiarán dos posibles escenarios:

- **Aceleración limitada por adherencia**

En esta sección se describirá como la aceleración es restringida por el estado del asfalto, así como por la fricción neumático-asfalto (Figura 103).

Considerando una situación como la dispuesta en la Figura 82 y asumiendo que es despreciable la resistencia a la rodadura en las ruedas, se tiene:

$$F_T = m \cdot a + F_{x_a}$$

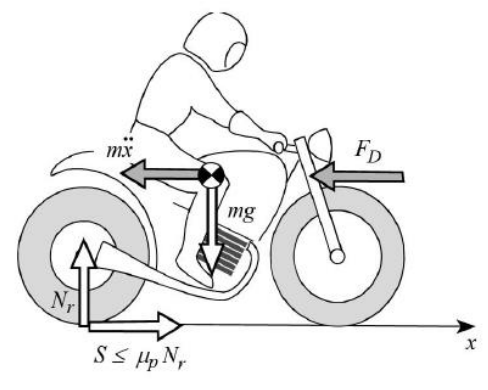


Figura 102: Aceleración limitada por el coeficiente de adherencia . [2]

En la Figura, S es la fuerza tractora (F_T), F_D es la fuerza aerodinámica (F_{x_a}), N_r es la fuerza vertical trasera (F_{N_t}), y \ddot{x} es la aceleración (a).

Considerando que la potencia del motor es suficiente, la fuerza tractora será menor o a lo sumo igual al coeficiente de adherencia de la calzada por la fuerza normal del neumático trasero.

$$F_T \leq \mu \cdot F_{N_t}$$

Partiendo del sumatorio de momentos en z visto anteriormente y del sumatorio de fuerzas en y , despreciando la rodadura delantera y trasera y considerando las inercias ya incluidas en la masa, se tiene:

$$F_{N_t} = m^* \cdot g \cdot \frac{p-b}{p} + F_T \cdot \frac{h}{p}$$

Sustituyendo:

$$a \leq \frac{\mu \cdot g \cdot \frac{p-b}{p}}{\left(1 - \mu \cdot \frac{h}{p}\right)} - \frac{F_{x_a}}{m^*}$$

La aceleración limitada por adherencia será máxima cuando la fuerza aerodinámica sea nula, es decir, cuando la motocicleta esté arrancando en parado. Por tanto, la fuerza tractora máxima limitada por adherencia será:

$$F_T = m^* \cdot \frac{\mu \cdot g \cdot \frac{p-b}{p}}{\left(1 - \mu \cdot \frac{h}{p}\right)}$$

Considerando un coeficiente de adherencia en circuito de 1.3 (en carretera normal en plenas condiciones es de entorno 0,8), resulta:

$$F_T = 197,66 \cdot \frac{1,3 \cdot 9,81 \cdot \frac{1204,64 - 541,86}{1204,64}}{\left(1 - 1,3 \cdot \frac{673,82}{1204,64}\right)} = 5083,18 \text{ N}$$

$$F_{N_t} = 197,66 \cdot 9,81 \cdot \frac{1204,64 - 541,86}{1204,64} + 5083,18 \cdot \frac{673,82}{1204,64} = 3910,14 \text{ N}$$

O de igual forma:

$$F_{N_t} = \frac{F_T}{\mu} = 3910,14 \text{ N}$$

Este valor está sobredimensionado ya que no se conoce exactamente el centro de gravedad que tendrá la moto con el piloto y los valores de b y h son orientativos. Una vez elegida la transmisión habrá que comprobar si la fuerza que el motor produce al plato de ataque es de este rango, ya que, en caso de ser menor, esa será la máxima fuerza de tracción limitada por adherencia.

- **Aceleración limitada por Wheeling**

Se considera que la motocicleta hace un Wheeling (Figura 104) cuando el neumático delantero deja de tener contacto con el asfalto debido a la aceleración de la motocicleta, es decir, perdemos la carga normal delantera F_{N_d} . En este caso, la aceleración máxima para impedir este suceso es:

$$a \leq g \cdot \frac{b}{h} - \frac{F_{x_a}}{m^*}$$

Que se obtiene igualando la fuerza normal delantera (F_{N_d}) a 0:

$$F_{N_d} = g \cdot m \cdot \frac{b}{p} - F_T \cdot \frac{h}{p} = 0$$

Por tanto, la fuerza tractora máxima queda:

$$F_T = g \cdot m \cdot \frac{b}{h} = 9,81 \cdot 197,66 \cdot \frac{541,86}{673,82} = 1559,30 \text{ N}$$

Comparando este resultado con el anterior cabe destacar que ocurra antes que la rueda delantera se levante a que la rueda trasera patine con el asfalto.



Figura 103: Fenómeno de Wheeling. [25]

6.2.2 Fuerzas en el basculante

En el apartado anterior, se han calculado las fuerzas de tracción máximas que se generan entre neumático y asfalto. En este apartado lo que se va a calcular es como afectan estas fuerzas que no están aplicadas al basculante a este.

Para ello, en base a la Figura 105 se plantea el equilibrio de fuerzas siguiente:

$$\Sigma F_x: -F_T + H_x - T \cdot \cos(\eta) = m \cdot a$$

$$\Sigma F_y: -V_y + F_{N_t} + T \cdot \sin(\eta) = 0$$

$$\Sigma M_z: F_T \cdot R_w - T \cdot \cos(\eta) \cdot R_c = I_w \cdot \alpha_w$$

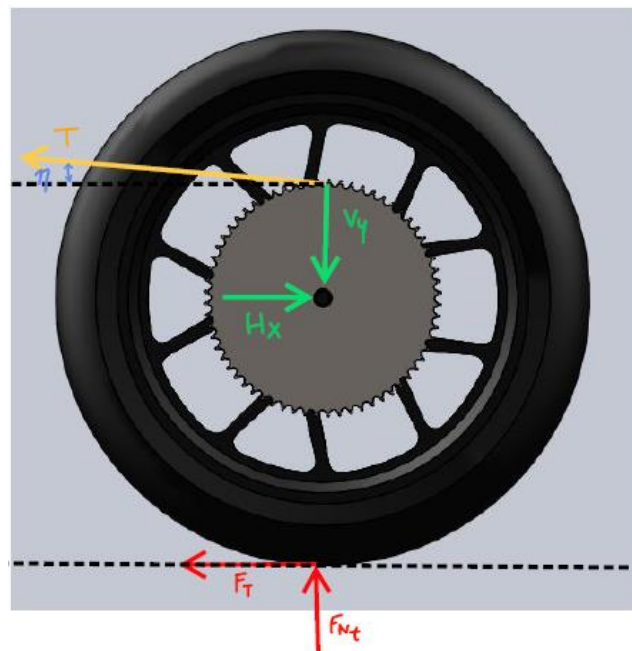


Figura 104: Representación de fuerzas y reacciones en el basculante. [2]

Para el cálculo de la tensión de la cadena provocada por el par motor del motor eléctrico partiendo de la siguiente ecuación y en base a la Tabla 8 se tiene:

$$T_1 = \frac{n_{Motor}}{r_{piñon}} = \frac{120 \text{ Nm}}{27,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 4363,63 \text{ N}$$

Siendo:

$$T_1 - \text{Tensión del ramal tenso de la cadena}$$

$$n_{motor} - \text{Par motor del motor}$$

$$r_{piñon} - \text{Radio primitivo del piñón del motor}$$

Year/Values		2016	2018	2021	2023	Units
Nominal Operation						
Torque	T_{nom}	20,7	32	22	50	Nm
Power	P_{nom}	13	12	13	22	kW
Speed	n_{nom}	6000	-	5720	5500	rpm
Phase rms-current	I_{nom}	149,5		156	250	A
Battery Voltage (DC)	U_{nom}	64,87	96-116	96	100	V
Electric frequency	$f_{el,nom}$	400	Variable	381	TBA	Hz
Power factor	$\cos(\Phi)$			0.75	TBA	
Maximal Values						
Torque	T_{max}	80	120	95	120	Nm (2min)
Power	P_{max}	34,7	350 A /48- 60	42	48	kW (2min)
Speed	n_{max}	<6500	8000	8000	7500	rpm
Phase rms-current	I_{max}		600	781	600	A
Battery Voltage (DC)	U_{max}			200	140	V
Electric frequency	$f_{el,max}$		-	533	-	Hz
Electrical Data						
Number of phases			2 AWG	3	3	
Number of poles		8	10	8	5	
Maximal efficiency			92	>96	-	%

Tabla 8: Datos técnicos de los motores eléctricos de las diferentes ediciones. [2]

Como el valor de la tensión máxima es menor al valor de la Fuerza tractora limitada por adherencia máxima, esta última tomará el valor de la tensión puesto que el sistema de transmisión no es capaz de transmitir mayor fuerza.

Aunque el equilibrio de fuerzas antes planteado no sería del todo correcto, ya que las fuerzas están aplicadas en planos diferentes. Para solucionar esto, se establece un nuevo sistema de fuerzas en el plano YZ y XZ incorporando las distancias d_1 y d_2 que aparecen en la Figura 107, cuyos valores son 69,3 mm y 248,64 mm respectivamente.

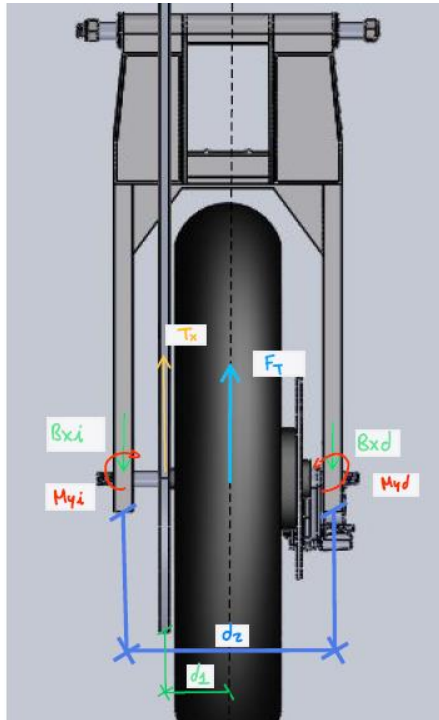


Figura 105: Fuerzas aplicadas en el basculante en el plano XZ. [2]

Con lo mencionado anteriormente y sabiendo que T_x es igual a $T \cdot \cos(\eta)$ se tiene:

$$\begin{cases} T \cdot \cos(\eta) + F_T - B_{x_i} - B_{x_d} = m \cdot a \\ B_{x_i} \cdot \frac{d_2}{2} - B_{x_d} \cdot \frac{d_2}{2} - T \cdot \cos(\eta) \cdot d_1 - M_{y_i} + M_{y_d} = 0 \end{cases}$$

Sin embargo, este sistema es hiperestático, puesto que el basculante se ha considerado como una viga biapoyada, el sistema contiene 4 incógnitas (M_{y_i} , M_{y_d} , B_{x_i} y B_{x_d}) y dos ecuaciones, por lo que habrá que incluir dos ecuaciones de compatibilidad para poder resolver este sistema. Puesto que SolidWorks es capaz de resolver sistemas hiperestáticos, incluyendo estas fuerzas como fuerzas remotas, como se explicará con mayor detenimiento en el apartado de simulaciones, se hará uso de este programa para simular estas fuerzas en el basculante.

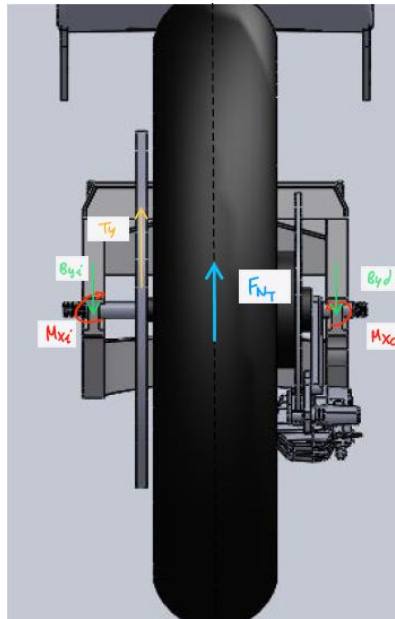


Figura 106: Fuerzas aplicadas en el basculante en el plano YZ. [2]

Sabiendo que T_y es igual a $T \cdot \sin(\eta)$ se tiene:

$$\begin{cases} T \cdot \sin(\eta) + F_{N_t} - B_{x_i} - B_{x_d} = m \cdot a \\ B_{x_i} \cdot \frac{d_2}{2} - B_{x_d} \cdot \frac{d_2}{2} - T \cdot \sin(\eta) \cdot d_1 - M_{x_i} + M_{x_d} = 0 \end{cases}$$

Lo mismo ocurre con el sistema de ecuaciones resultante de la Figura 108.

6.3 Frenada

- **Fuerza de frenada**

Los cálculos de las fuerzas aplicadas al frenar en el basculante se considerarán inferiores a efectos de influir en el basculante que las de aceleración ya que, por transferencia de peso, la mayor parte de la masa de la moto caerá sobre la rueda delantera y la fuerza estará aplicada en el tren delantero total o parcialmente.

Al igual que en el caso de aceleración por Wheeling (Figura 109), la frenada por stoppie vendrá limitada por la pérdida de contacto entre el neumático trasero y la calzada (esto es, $F_{N_t} = 0$). Por tanto, esta fuerza no será de necesidad calcularla porque recae única y exclusivamente sobre la parte delantera de la motocicleta y en caso de no llegar al caso extremo de hacer un stoppie, las fuerzas generadas en el basculante durante la frenada son insignificantes comparadas con las de aceleración máxima.



Figura 107: Fenómeno de Stoppie [26]

6.4 Paso por curva

Para llevar a cabo este estudio, se va a recurrir al programa BikeSim, el cual, introduciendo los valores geométricos como la posición del centro de gravedad, la masa de la motocicleta, inercias entre otras variables, el programa simula la motocicleta tomando una curva de radio constante y se irá aumentando la velocidad hasta provocar la caída del piloto. De esta forma, se podrá conocer la máxima fuerza que es capaz de soportar la motocicleta hasta la desestabilización de esta.

Puesto que la interfaz de este programa resulta un tanto complicada y tomando consejo de compañeros del equipo estudiantes de Máster sobre la dificultad de esta y ante mi intento sin resultados de llevar a cabo el estudio con dicha aplicación, considero que el estudio de esta se ve fuera de mis conocimientos en estos momentos. Es por ello, que se ha decidido tomar los valores que se usaron mediante este software en la motocicleta de la edición pasada, de características bastante similares a la de esta edición.

En dicha edición se obtuvieron las siguientes gráficas de datos del Gráfico 2:

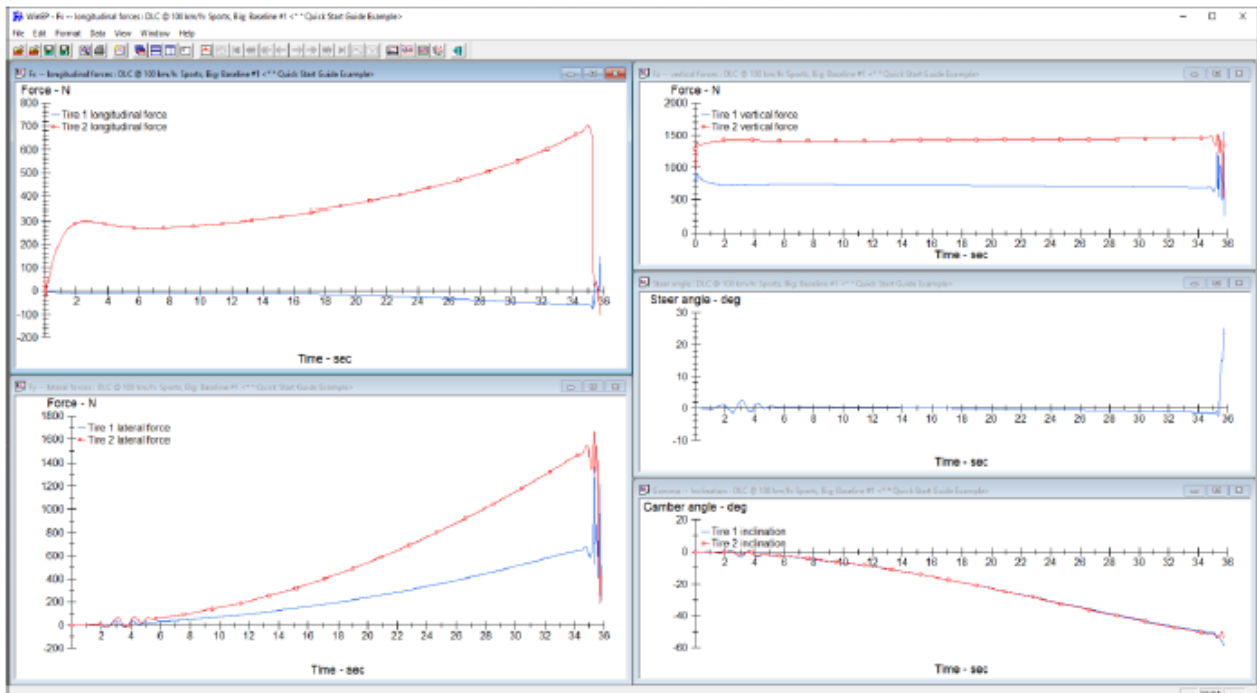


Gráfico 2: Conjunto de gráficos del paso por curva. [2]

En dichos gráficos aparecen las siguientes fuerzas y ángulos:

- **Fuerza longitudinal (F_x):** Se da cuando el neumático de la motocicleta está sometido a tracción y tiene la misma dirección del movimiento.
- **Fuerza lateral (F_y):** se origina cuando el neumático toma una curva y se deforma en esa dirección respecto a su trayectoria original. Esta fuerza es la que permite a la motocicleta mantener el control al dar la curva.
- **Fuerza vertical (F_z):** es la fuerza que se origina por la propia masa suspendida y semi-suspendida de la motocicleta en el neumático. Mantiene el contacto neumático-calzada y se distribuye a lo largo de toda la superficie de contacto entre la banda de rodadura y la carretera.
- **Ángulo de caída, (ε):** es el ángulo que forma el plano medio de la rueda con la normal al plano de rodadura.

La Figura 110 recoge una representación del ángulo de caída.

La Figura 11 recoge una representación de las fuerzas anteriormente descritas.

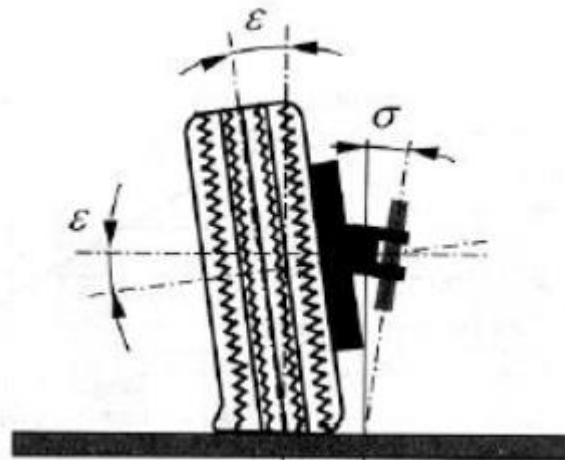


Figura 108: Representación ángulo de caída, ϵ [27]

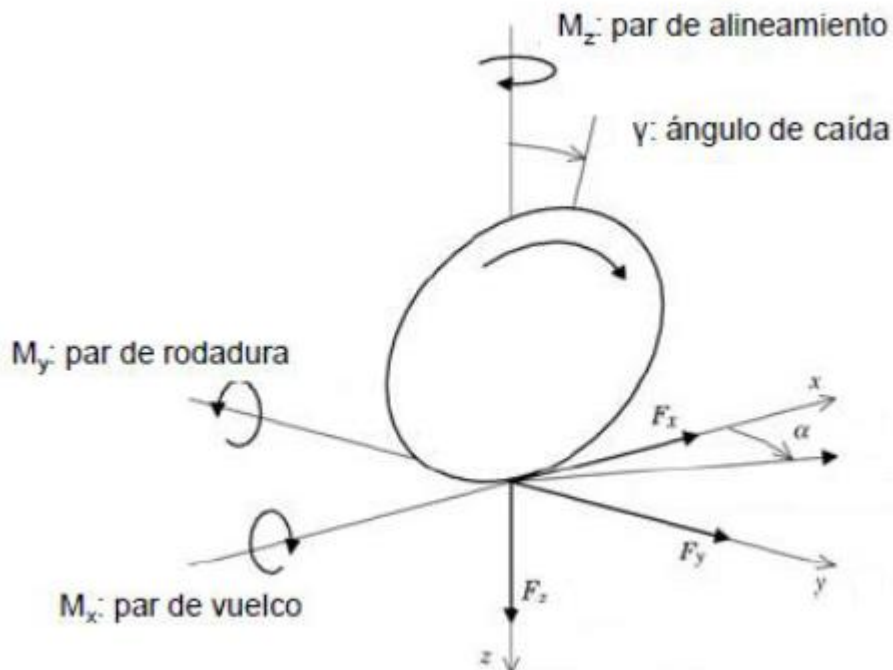


Figura 109: Representación de las fuerzas que afectan al neumático. [27]

Con las fuerzas definidas, el programa da como resultado que el ángulo máximo que el neumático es capaz de formar con el suelo antes de la pérdida total de adherencia y posteriormente la caída del piloto es de 55° .

Las fuerzas máximas que se producen antes de que ocurra esa caída son:

- **Tren trasero:**

<p>Fuerza longitudinal = 680 N Fuerza lateral = 1500 N Fuerza vertical = 1480 N</p>



Como se observa, las fuerzas que se generan son bastante inferiores a las generadas en el ensayo de aceleración limitada por aceleración.

La fuerza que más repercusión tiene es la fuerza lateral de 1500 N que generara un momento torsor considerable sobre los brazos del basculante.

6.5 Fuerzas aplicadas por la organización de la competición

Tal y como viene recogido en el Marco Normativo (Apartado 12.2 de este documento), en el Artículo 3, la propia competición para comprobar el buen funcionamiento y resistencia de la motocicleta, así como que la motocicleta sea segura, aplica una carga vertical de 250 kg en el sillín y de 300 Kg en la rueda delantera de la motocicleta.

Estas fuerzas van a influir en el basculante por lo que también son de necesidad estudiarlas mediante el estudio de Elementos Finitos para garantizar que la pieza sea resistente ante la aplicación de estas.

7. Justificación del Método de Elementos Finitos

El estudio de los esfuerzos y deformaciones del basculante, se va a llevar a cabo mediante la aplicación SolidWorks. SolidWorks incorpora un módulo de cálculo de problemas de distinta naturaleza mediante el método de elementos finitos. Este módulo de cálculo recibe el nombre de Simulation.

El método de cálculo se basa en la realización de un modelo de elementos finitos que es una representación simplificada del problema real. Es por ello que, para simular, se debe de tener un modelo o ensamblado realizado previamente en SolidWorks.

A un mismo modelo geométrico se pueden ligar diferentes modelos de elementos finitos y cada uno puede resolver un tipo de problema distinto, invocando al módulo de resolución adecuado: Análisis estático lineal, no lineal, modal, dinámico, transmisión de calor, dinámica de fluidos entre otro. Para este proyecto, todos los estudios realizados serán del tipo Análisis estático lineal.

El Análisis estático lineal se basa en las siguientes suposiciones [28] :

Las cargas se aplican lenta y paulatinamente hasta llegar a sus valores máximos. (Condición estática).

- Todos los materiales del modelo cumplen con la Ley de Hooke, esto es, la tensión es directamente proporcional a la deformación unitaria. (Condición lineal).
- Los desplazamientos inducidos son lo suficientemente pequeños como para ignorar el cambio en la rigidez causado por la carga. (Condición lineal).
- Las condiciones de contorno no varían durante la aplicación de las cargas. Las cargas deben ser constantes en cuanto a magnitud, dirección y distribución. No deben cambiar mientras se deforma el modelo. (Condición lineal).

SolidWorks llama a cada modelo de elementos finitos Estudio. En cada Estudio hay que introducir los datos necesarios para definir totalmente el modelo específico de elementos finitos según el tipo de cálculo a realizar. Entre otras cosas hay que definir las siguientes etapas [29] :

- Discretizar el sistema: Esta etapa se basa en definir el tipo de elemento a utilizar, definir el material y definir tamaño de elemento o mallar.
- Aplicar las condiciones de sujeción.
- Aplicar las cargas sobre el sistema que se analiza

7.1 Variables a emplear en la simulación

7.1.1 Tipo de elemento

Para modelos de sólidos deformables en 3D sólo existen dos tipos de elemento seleccionables en SolidWorks Simulation. Ambos elementos son paramétricos, es decir que se adaptan a partir de parámetros definidos por el usuario [29]:

- Elemento tetraédrico de primer orden o lineal: La geometría de este elemento se define a partir de sus 4 vértices por lo que sus caras son planas. “Mallas de calidad borrador”.
- Elemento tetraédrico de segundo orden o cuadrático: La geometría de este elemento se define a partir de 10 puntos, sus 4 vértices y los puntos intermedios de cada arista. Así, cada cara es una superficie curva de segundo orden. Son las mallas “normales”.

Para este estudio se usarán mallas de tipo normal, por presentar resultados más fieles a la realidad, ya que el tipo de elemento, al ser curvo, se adapta mejor a la geometría diseñada.

7.1.2 Configuraciones

Se ha realizado dos configuraciones (Figura 115) del conjunto del basculante. Una de ellas contiene el basculante en sí, sin rodamientos ni ejes y la segunda configuración sí que contempla el eje trasero que une el basculante con la rueda. En función del tipo de análisis de empleará una u otra configuración.

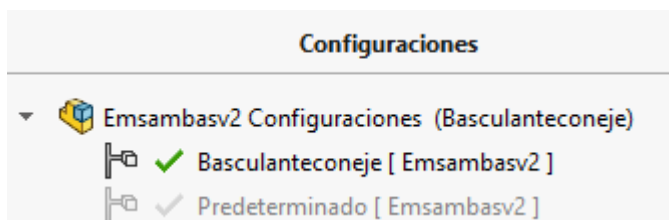


Figura 110: Visualización del árbol configuración. [2]

Como se puede observar en la Figura 114, el eje ha sido introducido sin el tensor de la cadena, formato que como se vió en el apartado de sujeciones no va así. Sin embargo, a efectos de rendimiento computacional del programa y de cálculos, se consigue que el programa vaya más fluido obteniendo prácticamente los mismos resultados.

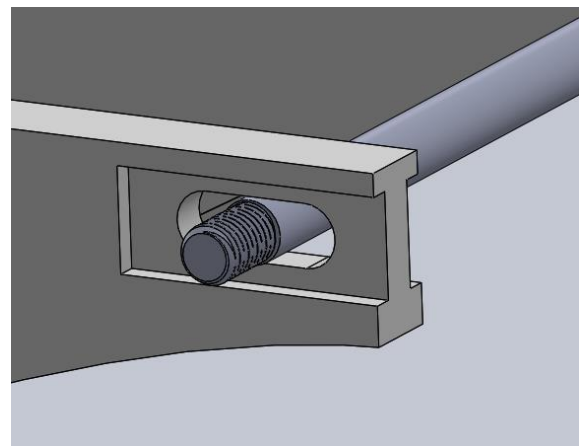


Figura 111: Configuración del basculante con eje . [2]

7.1.3 Malla

En SolidWorks se puede definir el tamaño de elemento de malla para llevar a cabo las simulaciones. Dependiendo del tamaño que se le dé a esta, el programa dará unos resultados más acordes a la realidad o más alejados, pero esto conllevará un coste computacional más alto en el primer caso que en el segundo, es decir, el programa tardará más tiempo en calcular la simulación. El objetivo es conseguir el tamaño de elemento de malla que de unos resultados fieles a la realidad con el mínimo coste computacional posible.

Para ello, según se ha aprendido en la asignatura Mecánica Experimental y Técnicas de Simulación de Máquinas [29], hay que llevar a cabo un **estudio de convergencia de desplazamientos** en estudios de simulación donde la variable de interés a estudiar sea un desplazamiento en alguna cara, superficie o vértice.

Para llevar a cabo este estudio, se va a realizar en base al estudio de rigidez torsional, puesto que, en esta simulación, la variable de interés son los desplazamientos máximos en el eje y.

La fórmula a emplear será:

$$ec(\%) = \frac{A_{i+1} - A_i}{A_{i+1}} \cdot 100$$

Siendo:

$ec(\%)$ – Porcentaje de variación de la malla más gruesa

A_{i+1} – Valor de desplazamiento de la malla más fina

A_i – Valor de desplazamiento de la malla más gruesa

La idea es que el valor de porcentaje esté por debajo del 3% para poder tomar los valores como fiables. Los valores vienen tomados en la Tabla 9.

	Media	Fina	Super fina
Valor y (mm)	1,726	1,798	1,83
Desviación (%)	4,004449388	1,74863388	

Tabla 9: Estudio de elección de la malla más acorde para su uso en simulación . [2]

Realizando el análisis con una malla basada en curvatura:

- Para la malla media se ha utilizado un tamaño de elemento de 4.81 mm.
- Para la malla fina se ha utilizado un tamaño de elemento de 3.70 mm.
- Para la malla super fina se ha utilizado un tamaño de elemento de 2 mm.

Para los dos primeros casos se ha obtenido un porcentaje de variación de la malla media superior a 3% por tanto, se puede descartar la malla gruesa.

En el segundo estudio se ha obtenido un porcentaje menor al 3 % por tanto el uso de la malla fina dará unos resultados acordes a la realidad con el menor costo computacional posible.

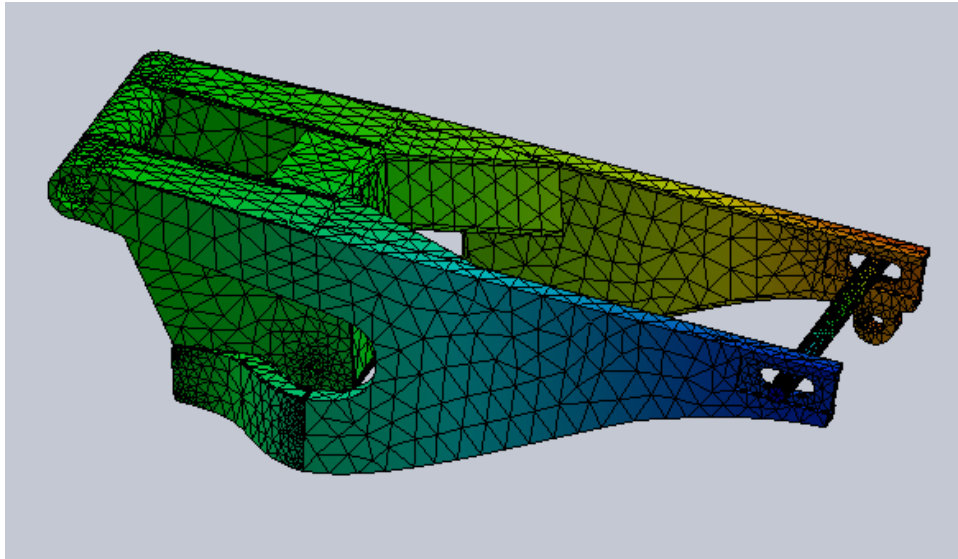


Figura 112: Malla fina en el estudio de simulación . [2]

Con todo lo expuesto, se está en disposición de definir las condiciones de contorno y cargas o momentos a aplicar de las simulaciones.

Cabe destacar que el tipo de malla usada para el análisis es la malla basada en curvatura cuya característica particular es la de hacerse más fina o más gruesa en zonas donde sea necesario, por ejemplo, en zonas planas como son los cuerpos de los brazos se usará malla gruesa mientras que, en elementos con curvatura, como la zona donde se tiene lugar el anclaje del eje trasero del basculante se empleará malla fina. Este fenómeno se puede ver en la Figura 116.

8. Condiciones de contorno y aplicación de cargas.

Antes de realizar lo que son las simulaciones proporcionadas por el Método de Elementos Finitos en sí, se deberá definir en cada estudio que se vaya a realizar las condiciones de contorno, que simulan las restricciones que tienen caras, aristas o superficies del modelo, así como la forma en la que se introducirán las cargas o momentos en el basculante.

Para asimilar las restricciones de movimiento que presenta el basculante en la realidad, SolidWorks contiene una serie de sujeciones que simulan rodamientos, bisagras, uniones rígidas entre otras (véase Figura 117).

SIMULACIÓN

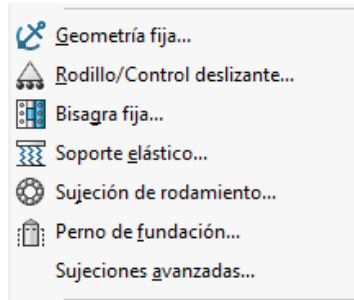


Figura 113: Interfaz de SolidWorks para la aplicación de sujeciones . [2]

- Para simular la fuerza que introducen las bieletas de la suspensión sobre los anclajes al basculante se empleará un tipo de sujeción avanzada. Para ello se ha realizado un croquis del basculante y el sistema de suspensión en su estado de reposo y otro en su estado de compresión máxima (véase Figura 118 y 119). En las imágenes se ha querido referenciar al neumático, la cadena, el ternario de la suspensión, las bielas y el amortiguador propiamente dicho.

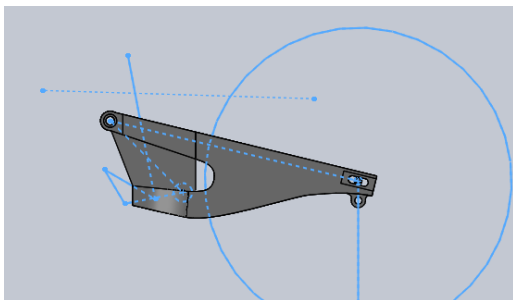


Figura 115: Croquis de la parte trasera de la motocicleta en su estado de reposo. [2]

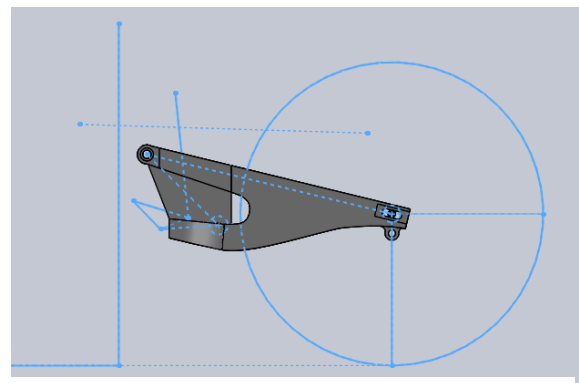


Figura 114: Croquis de la parte trasera de la motocicleta en su estado de compresión máxima . [2]

El croquis de la cadena como se puede apreciar en la Figura 120 está dispuesto en un plano distinto al del resto del croquis, que representa la ubicación de esta.

La Figura 121 muestra la representación real de los croquis.

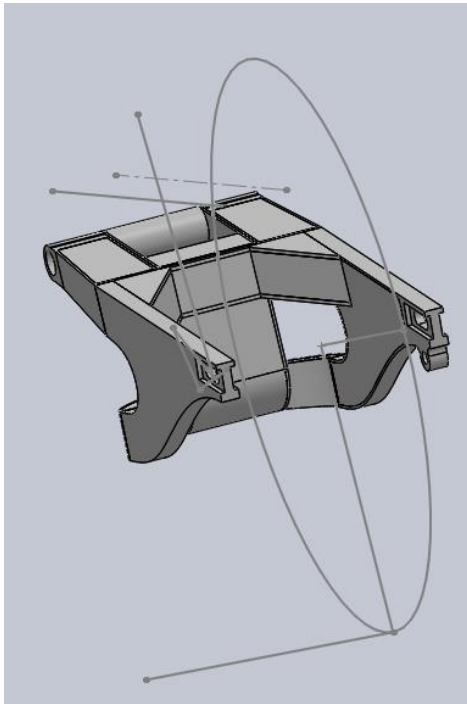


Figura 116: Croquis trasero de la suspensión. [2]

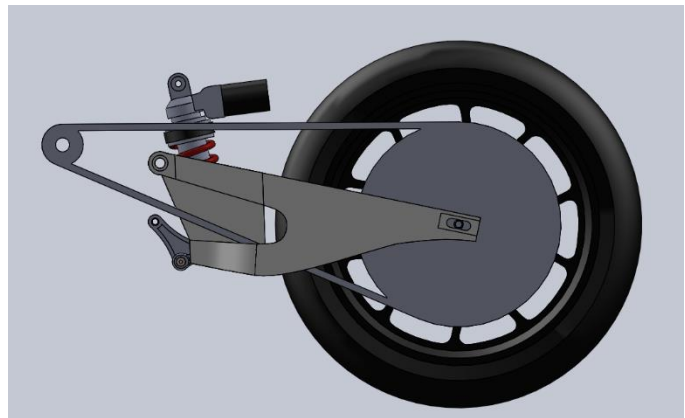


Figura 117: Representación del croquis mostrado en Figura 114, 115 y 116. [2]

8.1 Aceleración

El basculante en su conjunto consta de las siguientes restricciones de movimiento:

- Presenta dos rodamientos radiales en los laterales superiores que contienen el eje de unión entre el chasis y el basculante.
- Presenta dos casquillos antifricción situados en la cogida de las bieletas de la suspensión
- Presenta dos rodamientos axiales de agujas, que impiden el desplazamiento del basculante en sentido axial en dirección paralela al eje de unión con el chasis.

Una vez todo instalado, los rodamientos situados en las bieletas impiden el giro del basculante respecto al eje del chasis y los rodamientos axiales restringen por completo todos los grados de libertad de este.

Para modelar en SolidWorks estas sujeciones ilustradas en la Figura 118, se harán uso de las herramientas de la Figura 113:

- Para simular la sujeción rodamiento radial, se hará uso de la herramienta sujeción de rodamiento.
- Para simular los rodamientos axiales, se hará uso de la herramienta sujeción de rodamiento con rigidez.
- Para simular la sujeción de las bieletas se hará uso de la geometría de referencia con el croquis de la Figura 115.

SIMULACIÓN

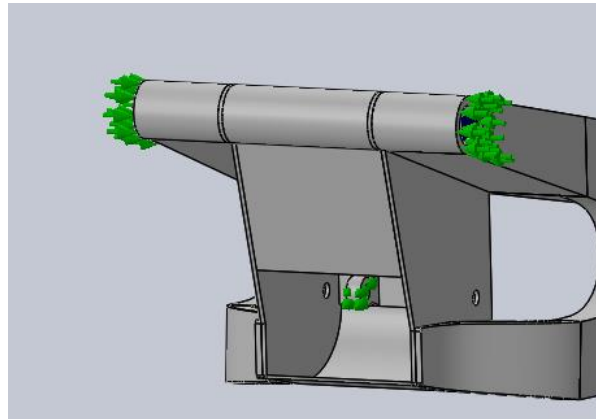


Figura 118: Restricciones para el estudio de aceleración máxima. [2]

Para la introducción de las cargas, se hará uso la herramienta carga remota, que permite simular una carga actuante en un plano y punto distinto al de la sujeción del tensor de la cadena, simulando como actuarían las fuerzas en la realidad. Para ello se han definido sistemas de coordenadas en los puntos de interés como son el contacto de la cadena con el piñón del motor, ubicación donde se genera la mayor tensión de la cadena y el punto de contacto del neumático con el asfalto para introducir la fuerza de tracción máxima y normal (véase Figura 119).

Para esta simulación se he prescindido del eje trasero por ser una situación más desfavorable. Por ello se tiene certeza de que, si el basculante cumple ante este escenario, en la realidad cumplirá más que de sobra.

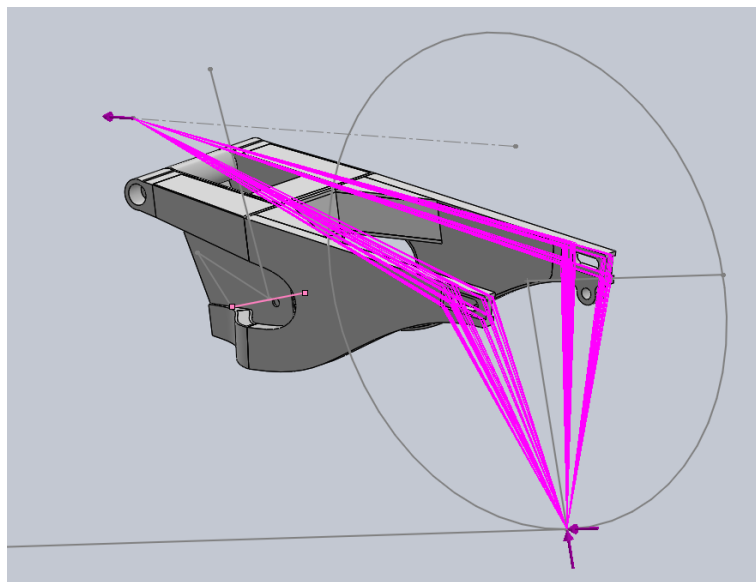


Figura 119: Cargas distribuidas introducidas para la simulación de aceleración máxima. [2]

Las cargas representadas muestran la fuerza tractora y fuerza normal calculadas en el apartado 6.2.1 y la tensión de la cadena calculada en el apartado 6.2.2.

Cabe destacar que, aun sabiendo que la tensión de la cadena es menor a la fuerza tractora calculada, lo que implica que la cadena no puede transmitir la fuerza que se había calculado en fuerza tractora máxima por ser esta superior a la tensión de esta, se ha simulado en la fuerza tractora máxima en lugar de con el valor de la tensión, situación aún más desfavorable.

También es de afirmar que este caso no ocurrirá en la realidad, porque como se calculó en el apartado 6.2.1 la fuerza que provocaba aceleración del Wheeling era de menor rango que la de aceleración máxima por lo que en teoría nunca se podrá llegar a este escenario más desfavorable ya que en el momento que se habrá gas, la motocicleta tenderá antes a levantar el tren delantero que el neumático trasero a patinar, por tanto una vez se levante el tren delantero no se podrá seguir dando gas para evitar el vuelco de la motocicleta.

8.2 Cargas en prensa aplicadas por la organización de la competición (Prensa).

Para este caso, las condiciones de sujeción son las mismas que se han expuesto en el apartado 8.1, cambiando la dirección de aplicación de la carga en la sujeción avanzada de las cogidas de las bielas, por la dirección de compresión máxima que presenta el croquis de compresión máxima.

Se partirá del croquis de compresión máxima, porque en este caso, a diferencia del anterior, si se comprime la suspensión totalmente por lo que también habrá que crear sistemas de coordenadas en el punto del centro de gravedad de la motocicleta y en la parte anterior del neumático trasero.

Las fuerzas remotas se introducirán en el centro de gravedad de la motocicleta y en la parte anterior del neumático trasero como se aprecia en la Figura 120.

El croquis de las fuerzas que aplica la organización de la competición viene ilustrado en la Figura 164.

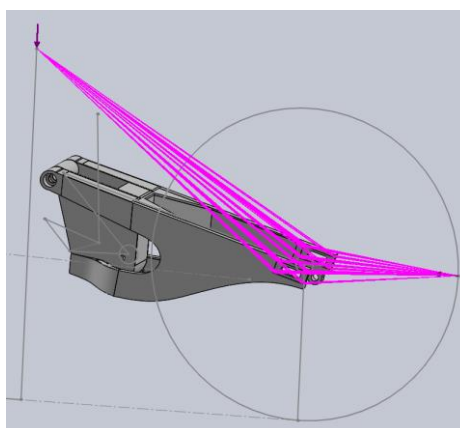


Figura 120: Fuerzas remotas aplicadas en la simulación de prensa. [2]

8.3 Paso por curva

Para este caso de simulación, se hará uso de las mismas condiciones de contorno en el caso de aceleración máxima limitada por adherencia.

Las cargas a introducir se harán por medio de cargas remotas con el sistema de coordenadas en el punto de contacto entre el neumático y el asfalto como ilustra la Figura 121.

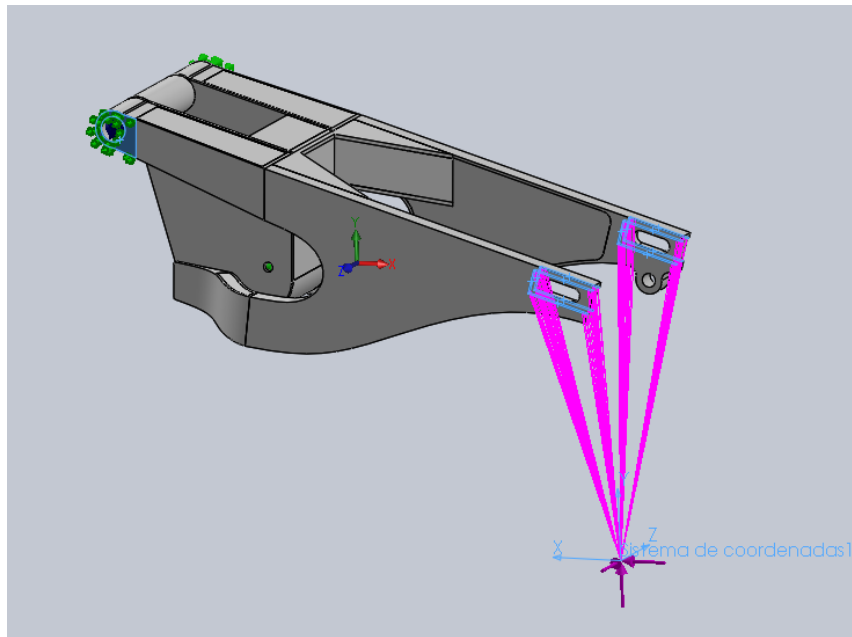


Figura 121: Condiciones de contorno y cargas en la simulación de paso por curva. [2]

8.4 Rigidez Torsional

Para llevar a cabo el ensayo de rigidez torsional, en este caso se cambiarán las restricciones de sujeción, pasando a ser fijas en los huecos de los rodamientos que acogen el eje delantero del basculante con el chasis (Figura 122).

SIMULACIÓN

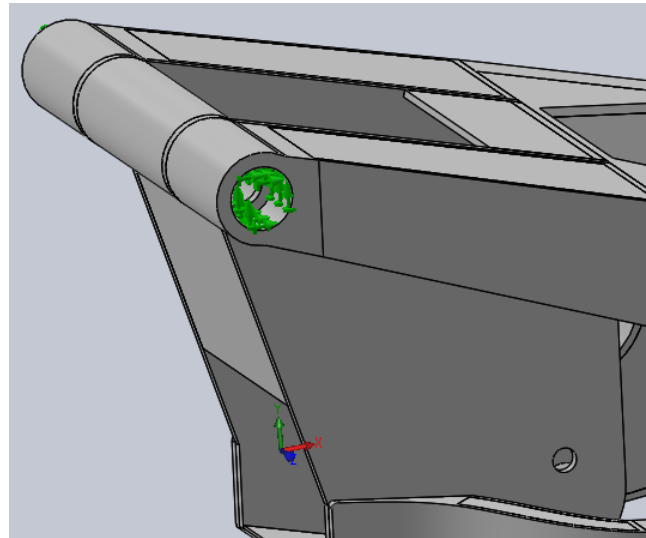


Figura 122: Condiciones de contorno para la simulación de rigidez torsional . [2]

En este caso, no hay que aplicar una fuerza, sino un momento torsor que gira en torno a un eje que ha debido de crearse con anterioridad.

En este caso, si es de utilidad introducir el eje, ya que de esta forma se reflejará la realidad de una manera más acertada.

Al igual que en los casos anteriores, el torsor se ha aplicado sobre la sujeción del tensor del eje trasero (Figura 123).

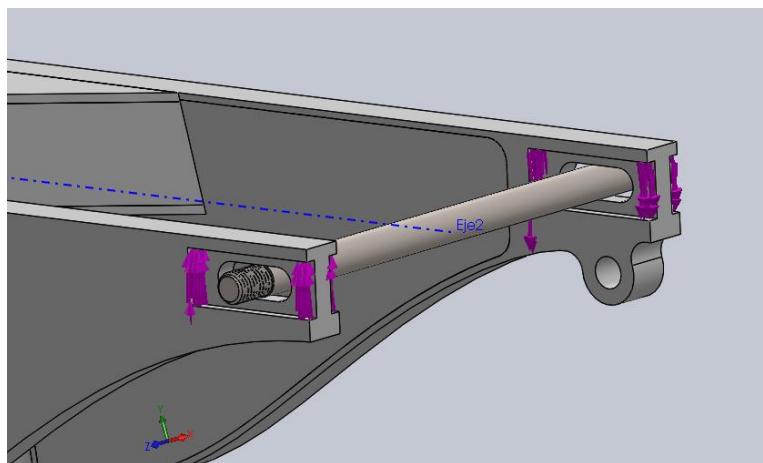


Figura 123: Momento torsor aplicado para la simulación de rigidez torsional. [2]

8.5 Rigidez Lateral

Se tomarán las mismas condiciones de contorno que en el caso de rigidez torsional.

La carga de 1000 N se introducirá en un extremo del eje en dirección perpendicular a la cara del brazo del basculante (Figura 124).

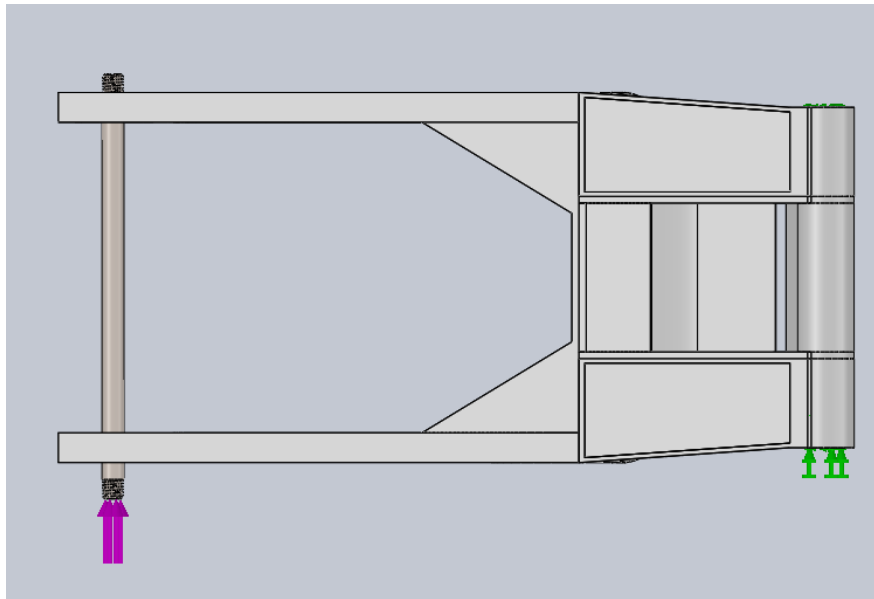


Figura 124: Condiciones de contorno y carga aplicadas para el caso de simulación para rigidez lateral. [2]

9. Simulación con SolidWorks

9.1 Simulación de aceleración máxima limitada por adherencia.

A continuación, se expondrán los resultados obtenidos de ejecutar la simulación de aceleración máxima en el basculante.

El valor representativo para estudiar este escenario es la tensión máxima de Von Mises, luego habrá que percatarse que zonas presentan mayor tensión y averiguar si estas son representativas o no por discontinuidades de la malla.

Como era de esperar y como se aprecia en la Figura 125, la zona más afectada es la zona donde se han aplicado las cargas, esto es, la zona donde irá instalado el tensor de la cadena.

Se aprecia que las zonas de mayor tensión recaen sobre las aristas curvas de las caras. Esto se puede deber a un mal acondicionamiento de la malla a la forma de las aristas, ya que en una misma cara hay variaciones de tensión que va desde los 34,6 MPa a los 133 MPa.

Para llevar a cabo el estudio, se determinará la media de las tensiones en las caras más afectadas.

En este estudio, la cara más afectada es la representada en la Figura 126, que representa la zona de la cogida del eje del brazo izquierdo. Es de esperar que la máxima tensión este por esta zona (Figura 127) puesto que la tensión de la cadena está más próxima al brazo izquierdo que al brazo derecho y, por lo tanto, la tensión cuando se reparte entre los dos brazos tiende a recaer más sobre el brazo izquierdo.

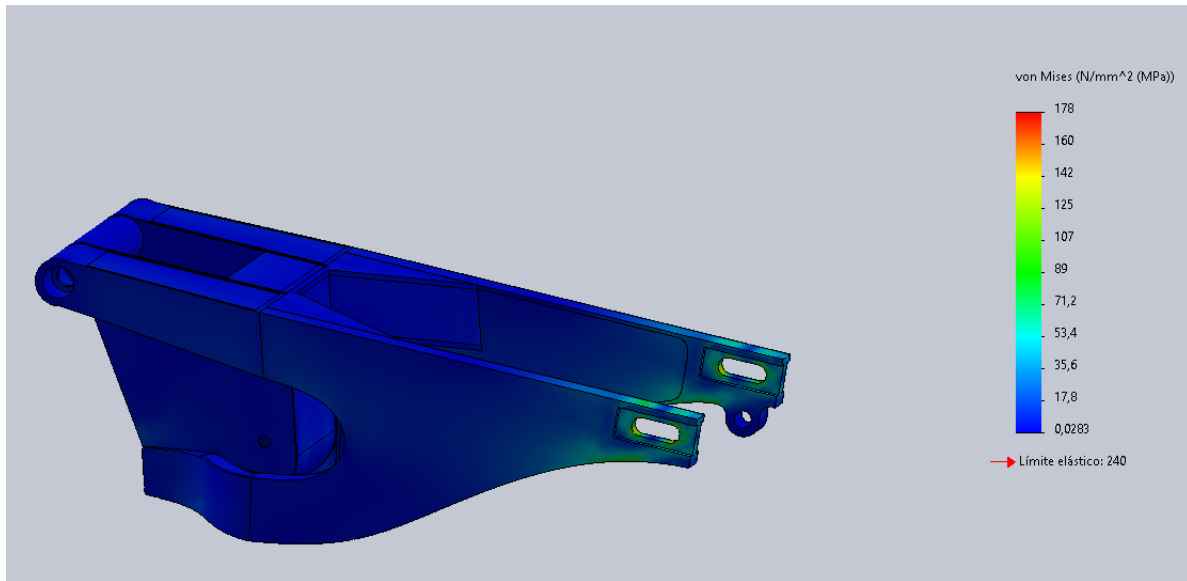


Figura 125: Distribución de tensión en el basculante ante la situación de aceleración máxima limitada por adherencia. [2]

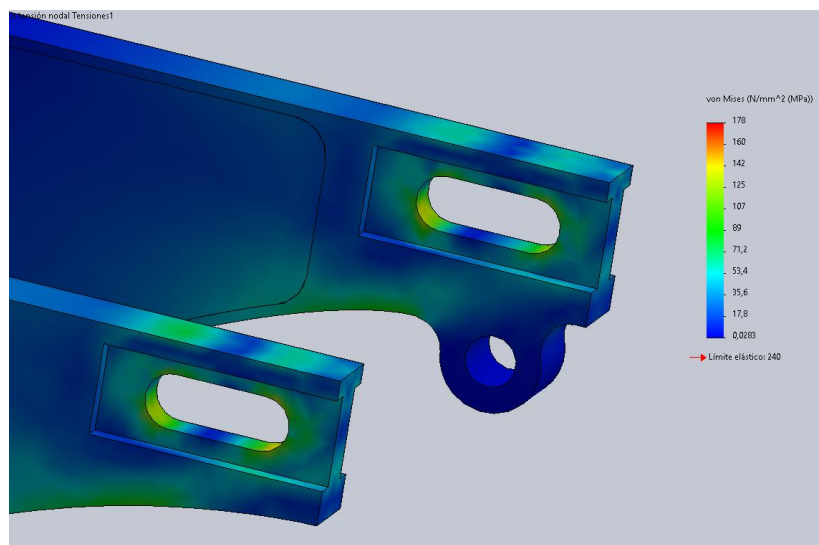


Figura 126: Vista en detalle de la zona más crítica de la situación de aceleración máxima limitada por adherencia. [2]

SIMULACIÓN

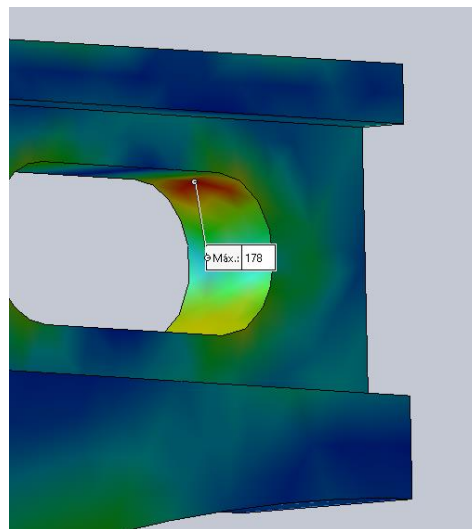


Figura 127: Tensión máxima en el estudio de aceleración máxima limitada por adherencia. [2]

	Valor
Suma:	5,68e+03 N/mm ² (N
Avg	116 N/mm ² (N
Máx.	178 N/mm ² (N
Mín.	42,5 N/mm ² (N
Valor RMS (120 N/mm ² (N

Tabla 10: Resumen de tensiones de la figura de la Figura 126. [2]

Como se observa en la Tabla 10, la tensión media que recae sobre cara de la tensión máxima es de **116 N/mm²**.

En la Figura 128 se observa cómo va variando el factor de seguridad en la zona afectada.

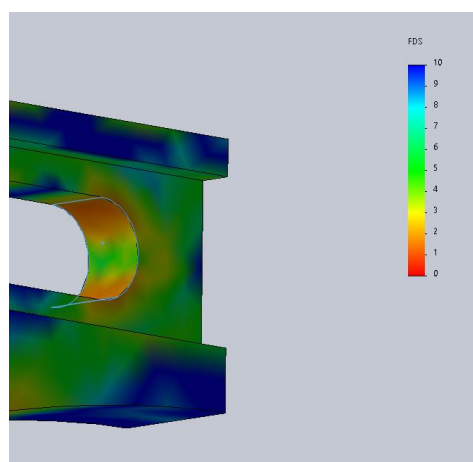


Figura 128: Distribución del factor de seguridad en el estudio de aceleración máxima limitada por adherencia. [2]

SIMULACIÓN

	Valor
Suma:	114
Avg	2,32
Máx.	5,65
Mín.	1,35
Valor RMS (2,5

Tabla 11: Resumen del factor de seguridad de la figura de la Figura 128. [2]

De la Tabla 11 se concluye que el factor de seguridad medio que se tiene en la zona más crítica es de **2,32** y teniendo en cuenta que como se ha comentado, la simulación es la más desfavorable que puede ocurrir siendo prácticamente imposible que suceda, se puede afirmar con seguridad que el basculante aguanta las fuerzas generadas en aceleración máxima limitada por adherencia.

Después de estudiar el caso de aceleración máxima, del que se extrajo que las tensiones afectan más al brazo izquierdo que al derecho, fenómeno que ya se sabía antes del momento de la simulación y que, por ese motivo, se le dispuso al brazo izquierdo con chapas de 1 mm más de espesor, se comprueba que esta modificación es más que suficiente para resistir las fuerzas mencionadas anteriormente.

9.2 Cargas en prensa aplicadas por la organización de la competición (Prensa).

Esta simulación se puede considerar de las más críticas de las que se van a realizar junto con la anterior comentada.

Para este caso y puesto que el procedimiento es el mismo que el de aceleración máxima limitada por adherencia, se seguirán los mismos pasos de manera más directa.

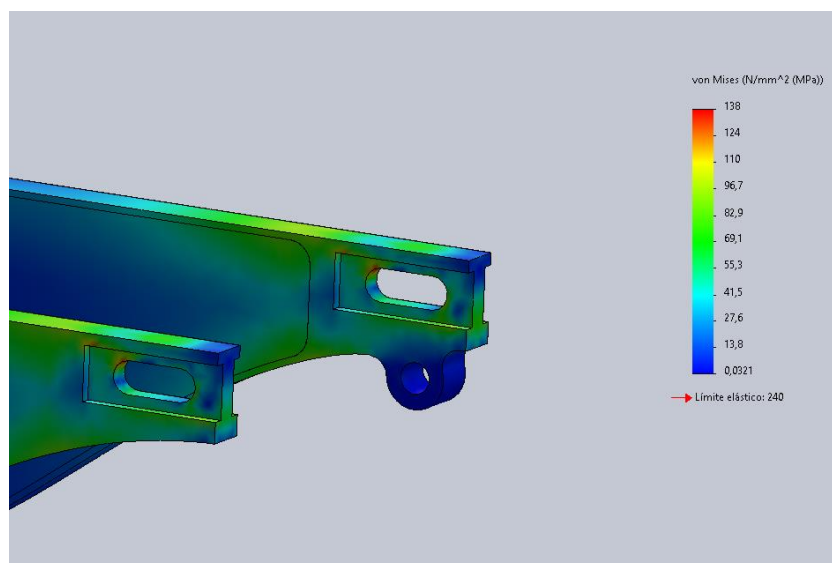


Figura 129: Tensiones máximas en la simulación de prensa. [2]

De nuevo, como se ve en la Figura 129, las tensiones máximas recaen sobre la parte trasera de los brazos.

En este caso, al estar la carga repartida en ambos casos es el brazo derecho el que más tensión soporta, ya que presenta chapas 1 mm menores al izquierdo.

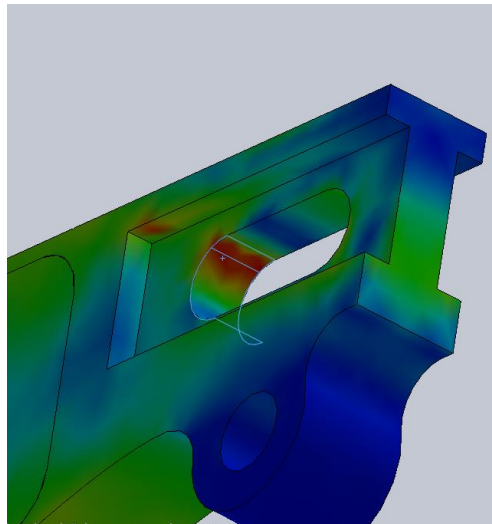


Figura 130: Tensiones máximas en la simulación de prensa. [2]

Se aprecia en la Figura 130 que las zonas de mayor tensión están por la zona de la cogida del eje del brazo derecho.

Se puede descartar la pequeña mancha roja que hay en la zona donde va instalado el tensor de la cadena puesto que el resto de la zona exceptuando esa pequeña porción es de color amarillo-verdoso.

Las tensiones en la zona de la cogida del eje del brazo derecho vienen recogidas en la Tabla 12.

	Valor
Suma:	3,63e+03 N/mm ² (M)
Avg	74,1 N/mm ² (M)
Máx.	138 N/mm ² (M)
Mín.	13,5 N/mm ² (M)
Valor RMS (83,5 N/mm ² (M)

Tabla 12: Resumen tensiones en la zona de la cogida del eje del brazo derecho. [2]

La media de la tensión que soporta esa zona crítica es de 74,1 MPa

La distribución del coeficiente de seguridad viene ilustrada en la Figura 131. El valor del coeficiente de seguridad en esa zona viene recogido en la Tabla 13.

SIMULACIÓN

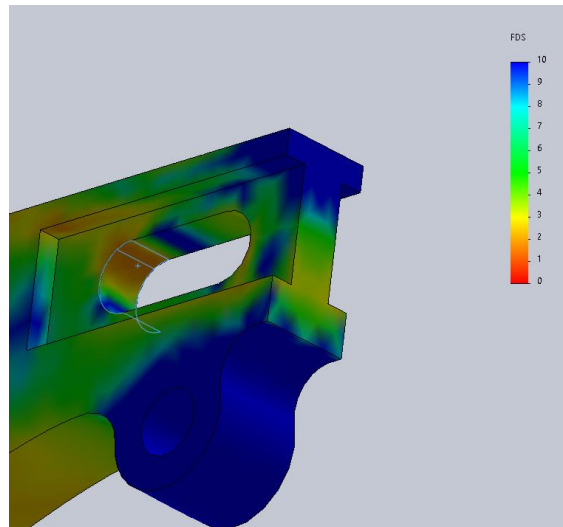


Figura 131: Factor de seguridad en la zona de la cogida del eje del brazo derecho. [2]

	Valor
Suma:	230
Avg	4,69
Máx.	17,8
Mín.	1,74
Valor RMS (5,82

Tabla 13: Resumen del factor de seguridad en la zona de la cogida del eje del brazo derecho. [2]

Se concluye que, con un factor de seguridad de **4,69** en la zona más crítica, el basculante es capaz de resistir las cargas introducidas por la prensa.

9.3 Simulación de paso por curva

Para el caso del paso con curva cabe destacar que dependiendo de la curva que se tome (si es a izquierdas o a derechas), la fuerza lateral afectará a un brazo o a otro (puesto que el neumático se deforma en uno u otro sentido y por lo tanto también lo hará la carga lateral) como se puede apreciar en las Figuras 132 y 133.

En este caso, como se observa, el caso de curva a derechas es más crítico que el caso de curvas a izquierdas. Esto es debido a, que como se ha comentado anteriormente, el brazo izquierdo está más reforzado que el derecho. Por tanto, para este análisis, se estudiará el caso de curva a derecha.

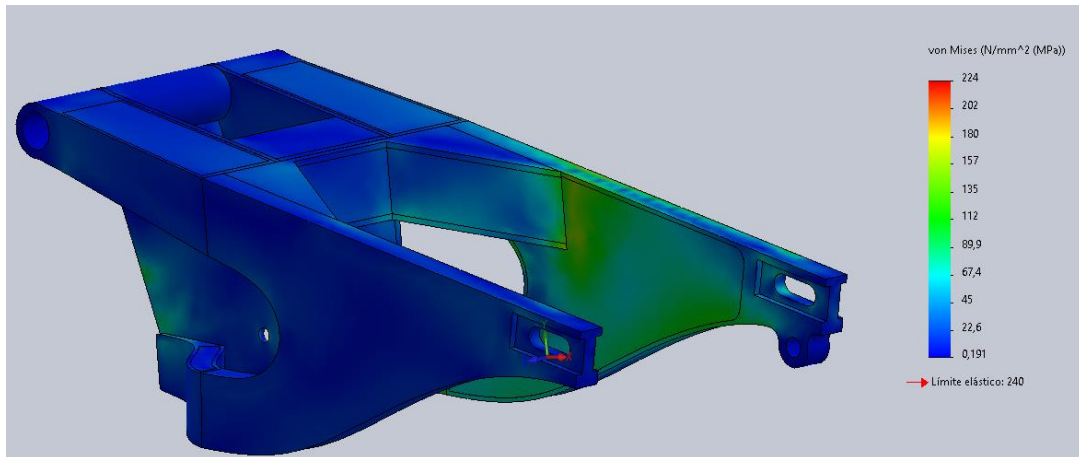


Figura 132: Simulación de paso por curva a derechas. [2]

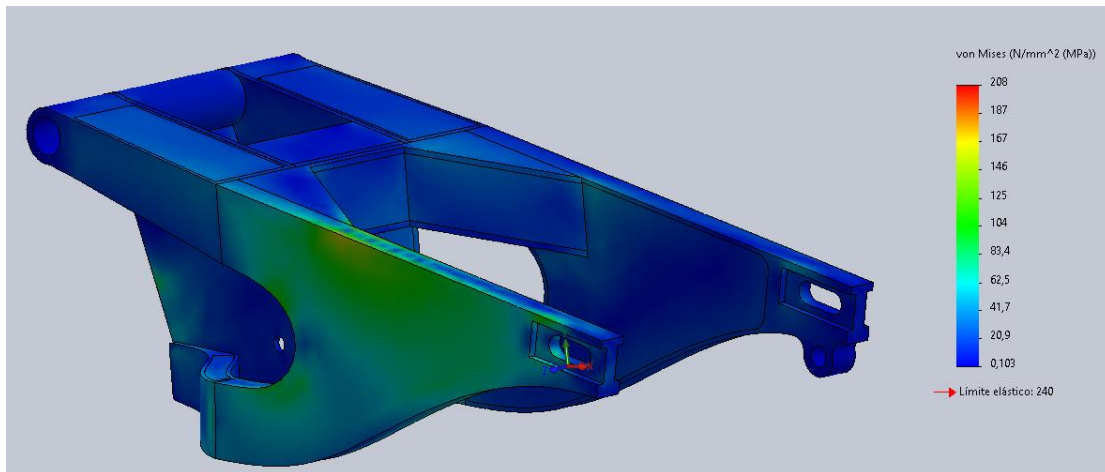
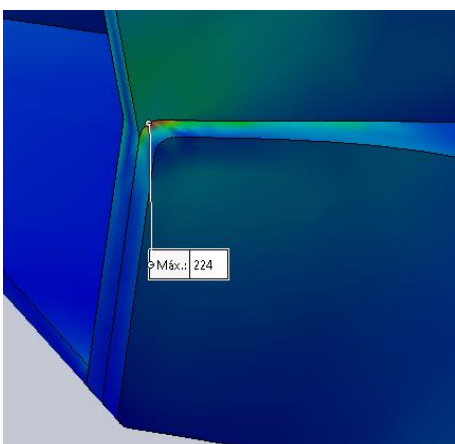


Figura 133: Simulación de paso por curva a izquierdas. [2]



En la Figura 134 se puede apreciar la zona de mayor tensión, situada entre el contacto de la unión del brazo con el cuerpo central.

Sin embargo, se está ante el caso de una mala interpretación por parte de la malla, pues en esa zona hay un redondeo y la zona de máxima tensión es muy reducida en comparación a la zona contigua a esta dé mismas características.

Figura 134: Tensión máxima en la simulación de curva a derechas. [2]

Por tanto, descartando esa zona, es el brazo derecho por la parte interior la zona que mayor tensión soporta.

En este caso, puesto que es una zona muy amplia, no se tomará la tensión media de la pieza.

Por ello, como viene en la tabla 14, la tensión máxima del conjunto de la pieza es de **161 MPa**.

	Valor	
Suma:	4,21e+04	N/mm ² (M)
Avg	69,7	N/mm ² (M)
Máx.	161	N/mm ² (M)
Mín.	3,52	N/mm ² (M)
Valor RMS (76,4	N/mm ² (M)

Tabla 14: Resumen de tensiones en el brazo derecho ante la simulación de paso por curva derecha. [2]

La distribución del factor de la pieza viene recogida en la Figura 136.

El **factor de seguridad crítico es de 1,49**, luego se puede considerar que el basculante cumple al paso por curva (Tabla 15).

	Valor	
Suma:	3,582e+03	
Avg	5,930e+00	
Máx.	6,825e+01	
Mín.	1,495e+00	
Valor RMS (1,026e+01	

Tabla 15: Resumen del factor de seguridad en la simulación de paso por curva a derechas. [2]

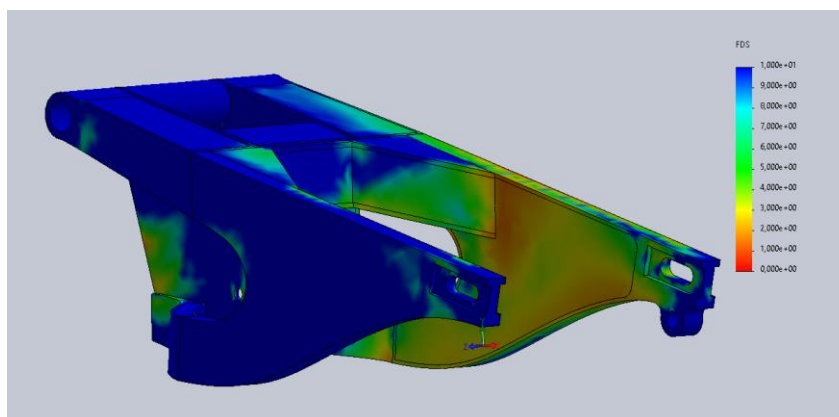


Figura 135: Factor de seguridad en la simulación de paso por curva a derechas. [2]

9.4 Simulación de rigidez torsional

Para medir el grado de rigidez torsional, se debe medir el desplazamiento vertical que sufre el basculante al aplicarle un momento torsor de 1000 Nm (Figura 136).

De acuerdo con [15], el valor de la rigidez torsional de un basculante de una motocicleta 1000 cc debe estar comprendido entre 1000 y 2000 Nm/º.

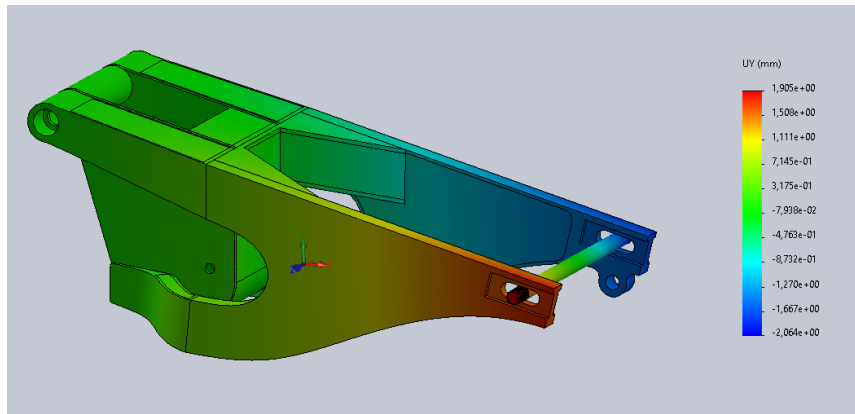


Figura 136: Desplazamiento vertical de la simulación de rigidez torsional.[2]

	Valor	
Suma:	8,657e+01 mm	
Avg	1,633e+00 mm	
Máx.	1,785e+00 mm	
Mín.	1,494e+00 mm	
Valor RMS (1,636e+00 mm	

Tabla 16: Desplazamiento vertical en el extremo del brazo izquierdo. [2]

	Valor	
Suma:	-8,736e+01 mm	
Avg	-1,648e+00 mm	
Máx.	-1,511e+00 mm	
Mín.	-1,801e+00 mm	
Valor RMS (1,651e+00 mm	

Tabla 17: Desplazamiento vertical en el extremo del brazo derecho. [2]

Tomando los valores de los extremos de los brazos (Tabla 17 y 18) que son los que más desplazamiento describen, y formulando la rigidez torsional como:

$$\kappa_{Torsional} = \frac{M}{\tan^{-1}\left(\frac{u_y}{\frac{b_T - b_B}{2}}\right)}$$

Siendo:

$$\kappa_{Torsional} - \text{Rigidez Torsional}$$

$$M - \text{Momento aplicado}$$

$$u_y - \text{Media de desplazamiento vertical de ambos brazos}$$

$$b_T - \text{Ancho total del basculante}$$

$$b_B - \text{Ancho de un brazo del basculante}$$

Por lo que se tiene:

$$\kappa_{Torsional} = \frac{1000 \text{ Nm}}{\tan^{-1}\left(\frac{1,6405 \text{ mm}}{\frac{248.64 - 20 \text{ mm}}{2}}\right)} = 1216.33 \text{ Nm/}^\circ.$$

Por tanto, se puede garantizar que el basculante resiste esfuerzos de torsión.

9.5 Simulación de rigidez lateral

De acuerdo con [15], el basculante debe tener una rigidez lateral comprendida entre 800 y 1600 N/mm.

Tras incluir la fuerza lateral de 1000 N en el extremo del eje se obtiene el desplazamiento total que se observa en la Figura 137.

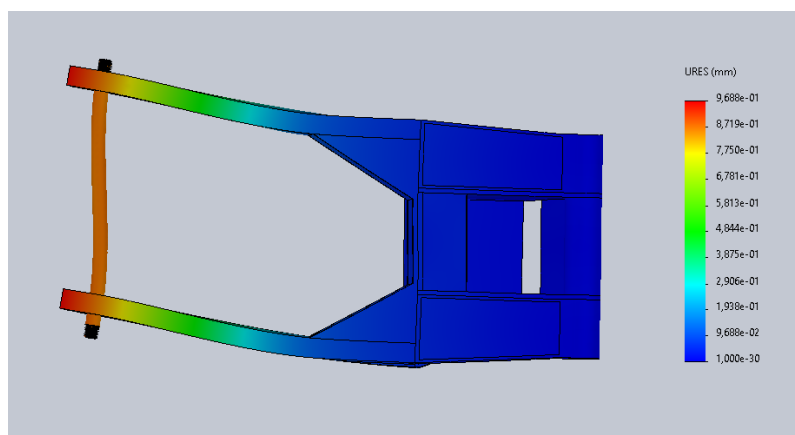


Figura 137: Distribución de desplazamiento en la simulación de rigidez lateral. [2]

Cabe destacar que la deformación que aparece en la Figura 137 está muy exagerada para su entendimiento.

Como se observa en la Figura 137, los mayores desplazamientos se dan en los extremos de los brazos del basculante, recogidos en las Tablas 18 y 19.

	Valor	
Suma:	5,098e+01	mm
Avg	9,619e-01	mm
Máx.	9,653e-01	mm
Mín.	9,594e-01	mm
Valor RMS (9,619e-01	mm

Tabla 18: Resumen de desplazamientos del extremo del brazo izquierdo. [2]

	Valor	
Suma:	5,120e+01	mm
Avg	9,660e-01	mm
Máx.	9,688e-01	mm
Mín.	9,639e-01	mm
Valor RMS (9,660e-01	mm

Tabla 19: Resumen de desplazamientos del extremo del brazo derecho. [2]

Con todo esto y partiendo de la siguiente expresión:

$$\kappa_{Lateral} = \frac{F}{u_{totalmedio}}$$

Siendo:

$$\begin{aligned} \kappa_{Lateral} & - \text{Rigidez lateral} \\ F & - \text{Fuerza aplicada} \\ u_{totalmedio} & - \text{Desplazamiento medio total} \end{aligned}$$

Se tiene:

$$\kappa_{Lateral} = \frac{1000}{\frac{(0,9660 + 0,9619)}{2}} = 1037,4 \text{ N/mm}$$



Luego se está dentro del rango recomendado y, por tanto, el basculante es suficientemente rígido a fuerzas laterales.

Aplicando la fuerza en el otro brazo se obtienen prácticamente los mismos resultados, luego no será de interés su estudio.

10. Fabricación

Este apartado se ha tenido en cuenta durante todo el documento, desde la elección del basculante a realizar hasta el diseño final del basculante.

Para la fabricación se necesitará el material representado en la Tabla 20.

Pieza	Dimensiones (LargoxAnchoxEspesor)	Cantidad
Brazo	400x210x20	2
Chapa brazo izquierdo	310x190x4	1
Chapa brazo derecho	310x190x3	1
Lateral Superior	215x59x75	2
Chapa Lateral Superior	155x70x5	2
Unión cuerpo-brazo (s)	144x90x73	2
Chapa unión cuerpo brazo	72x66x3	2
Cogida suspensión	40x30x10	2
Eje cuerpo central	40x40x100	1
Chapa trasera cuerpo central	140x100x5	1
Lateral cuerpo central	230x210x4,5	2
Chapa delantera cuerpo	100x90x3	1
Chapa parte abajo cuerpo p1	100x58x3	1
Chapa parte abajo cuerpo p2	100x80x3	1
Chapa superior cuerpo central	100x45x3	1
Chapa horizontal cajón	110x210x4	2
Cuerpo vertical cajón	110x210x45	1

Tabla 20: Tabla con el material necesario para fabricar cada pieza de la motocicleta. [2]

Cabe destacar que en la Tabla 20 se han dado dimensiones sobredimensionadas para el posterior agarre de la pieza a la hora de mecanizar.

De la Figura 140 a la 146 se muestra un explosionado de los diferentes subensambles.

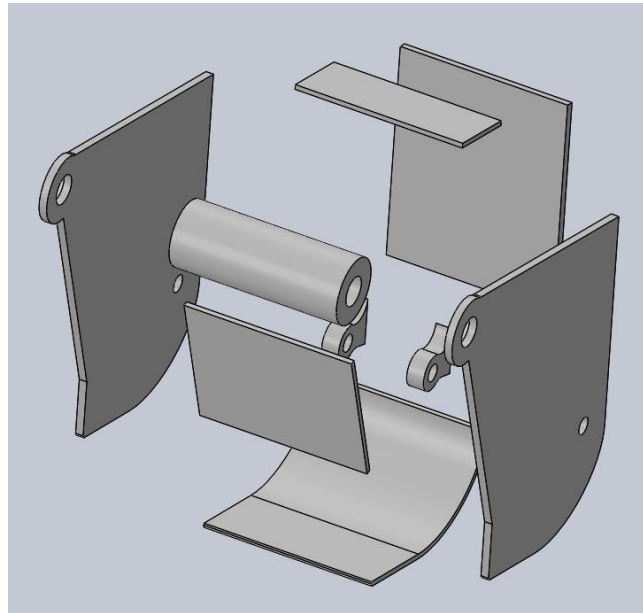


Figura 138: Vista explosionada del subensamblaje cuerpo central. [2]

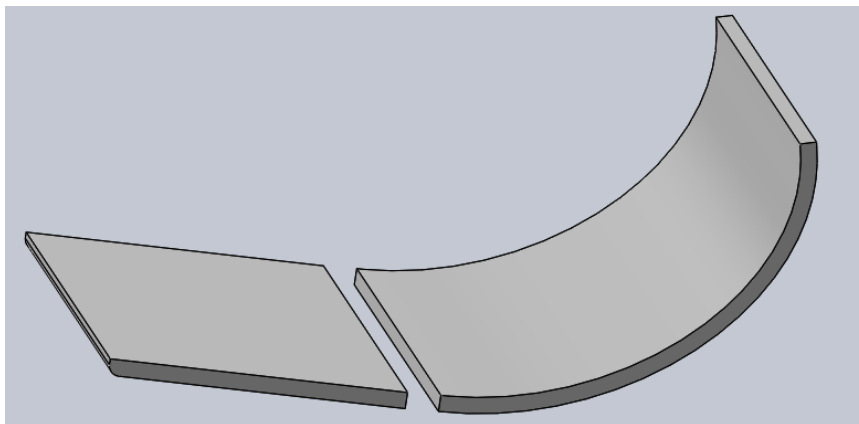


Figura 139: Vista explosionada del subensamblaje parte abajo cuerpo central. [2]

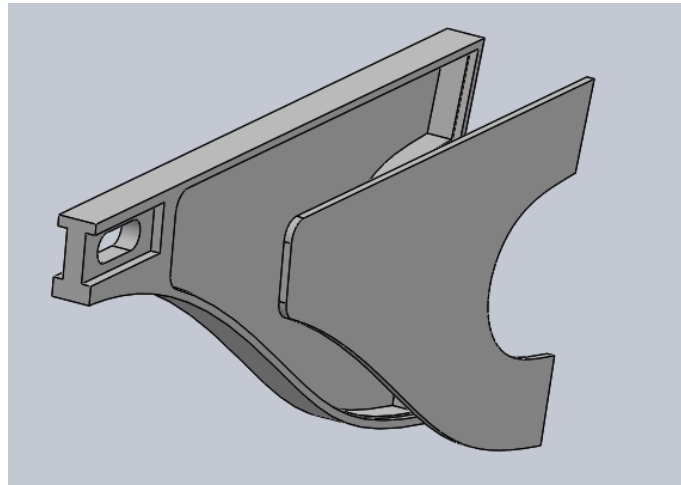


Figura 140: Vista explosionada del subensamblaje brazo izquierdo. [2]

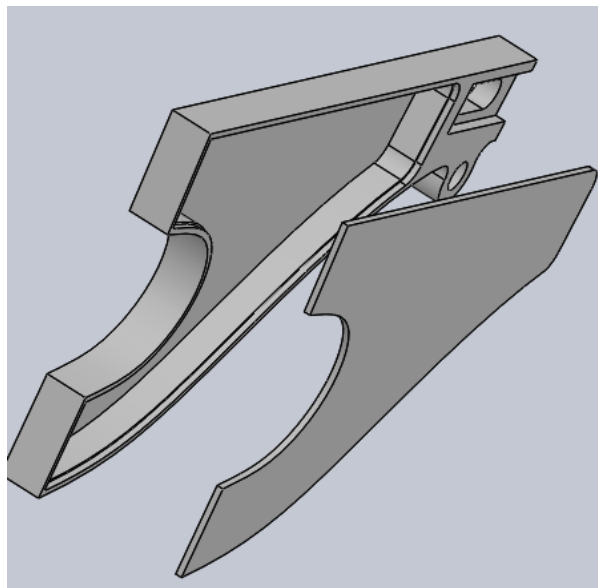


Figura 141: Vista explosionada del subensamblaje brazo derecho. [2]

FABRICACIÓN

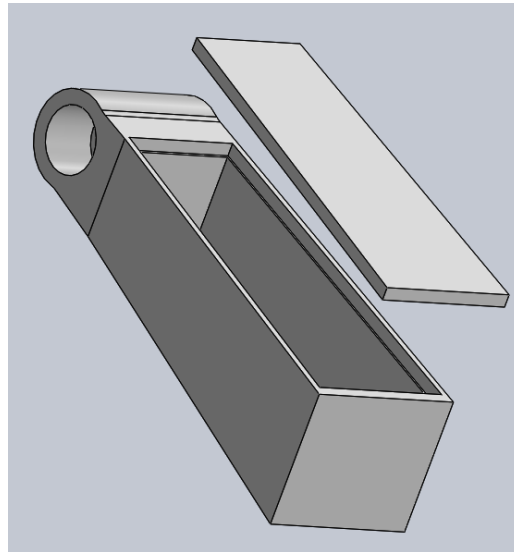


Figura 142 : Vista explosionada del subensamblaje lateral izquierdo. [2]

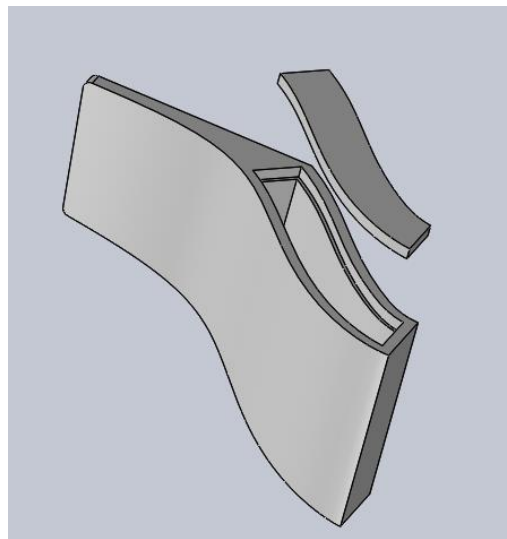


Figura 143: Vista explosionada del subensamblaje unión cuerpo brazo izquierdo. [2]

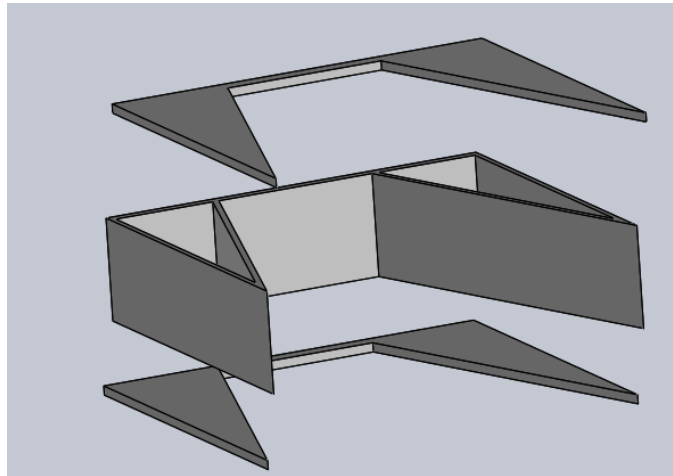


Figura 144: Vista explosionada del subensamblaje cajón. [2]

El apartado de fabricación se dividirá en dos secciones, la de mecanizado y la de soldadura.

10.1 Mecanizado por arranque de viruta

Información en base a [30].

Para la fabricación de las distintas piezas que conforman el basculante se hará uso de la máquina-herramienta fresadora (Figuras 147 y 148). La fresadora opera con movimiento de corte rotativo proporcionado por la herramienta y el movimiento de avance rectilíneo es proporcionado por la pieza o herramienta.

Se caracteriza por ser una operación de corte intermitente: los dientes de la fresa entran y salen de la superficie de trabajo varias veces en una vuelta.

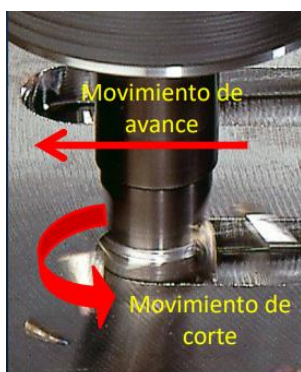


Figura 146: Movimientos de la fresadora. [2]



Figura 145: Fresadoras. [2]

- Entre las ventajas que presenta la fresadora destacan una alta eficiencia del mecanizado, buen acabado superficial, precisión y flexibilidad y versatilidad tanto a la hora de mecanizar como en geometrías posibles a realizar.
- Entre las contrapartidas cabe destacar que puesto que con la fresadora se pueden realizar gran cantidad de geometrías existen gran cantidad de variables y por tanto resulta complejo la optimización de esta.

En cuanto a las operaciones de fresado se distinguen:

- Fresado periférico (Figura 150)
- Planeado (Figura 149)
- Fresado de escuadra (Figura 152)
- Cajeados (Figura 151)
- Perfilados (Figura 154)
- Tornofresado (Figura 153)
- Fresado de ranuras (Figura 156)
- Fresado de roscas (Figura 155)

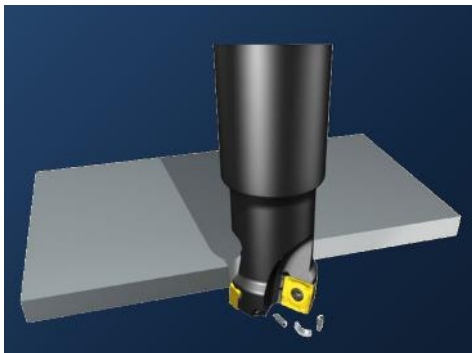


Figura 148: Fresado periférico. [30]



Figura 147: Planeado. [30]



Figura 150: Fresado de escuadra. [30]



Figura 149: Cajeados. [30]

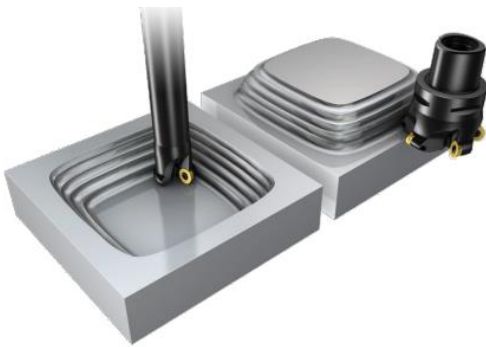


Figura 152: Perfilados. [30]



Figura 151: Tornofresado. [30]



Figura 154: Fresado de ranuras. [30]



Figura 153: Fresado de roscas. [30]

10.2 Soldadura

De acuerdo con [19], la soldadura del aluminio presenta tres grandes familias:

- Soldadura por fusión: llevada a cabo con llama oxiacetilénica, por arco (MIG/TIG), por resistencia o por soldadura con partículas de alta energía.
- Soldadura sin fusión: llevada a cabo por ultrasonidos, por presión en frío, por fricción o por explosión.
- Soldadura fuerte o blanda:
 - Soldadura fuerte: para temperaturas superiores a 450°C y menores a la temperatura de sólidos de la aleación a soldar, uso de material de aporte.
 - Soldadura blanda: empleo de material a aporte que no es aluminio para temperaturas menores a 450°C.

Presentadas estas tres familias, es la soldadura por fusión la que se emplea para uniones de elementos resistentes en aplicaciones estructurales.

10.2.1 Soldadura por fusión

Para la realización de las soldaduras del basculante se empleará la soldadura TIG bajo gas protector Argón. Las Figuras de la 157 a 161 hacen referencia a este tipo de soldadura.

Esta soldadura se base en emplear el calor generado por el arco eléctrico entre un electrodo no consumible y el material base, empleando gas como medio protector.



Figura 155: Equipo de soldeo para soldadura TIG. [19]

VENTAJAS	LIMITACIONES
<ul style="list-style-type: none"> ■ Adecuado para la mayoría de materiales ■ Ni proyecciones no escoria ■ Soldeo regular, lineal y de gran calidad ■ Todo tipo de uniones y posiciones ■ Control independiente Energía – M.A. 	<ul style="list-style-type: none"> ☒ Proceso manual → habilidad del operario ☒ Menos deposición ☒ No económico para espesores > 10 mm

Figura 156: Ventajas y limitaciones de la soldadura TIG. [19]

Se caracteriza por poder emplear como fuente de energía corriente alterna o corriente continua.

Los gases que se pueden emplear en soldadura TIG se dividen en:

- Gases Inertes: lo constituyen el Argón, el Helio y la combinación de ambos.
- Gases Activos: lo constituyen el Dióxido de Carbono, el Hidrógeno, el Oxígeno y el Nitrógeno.

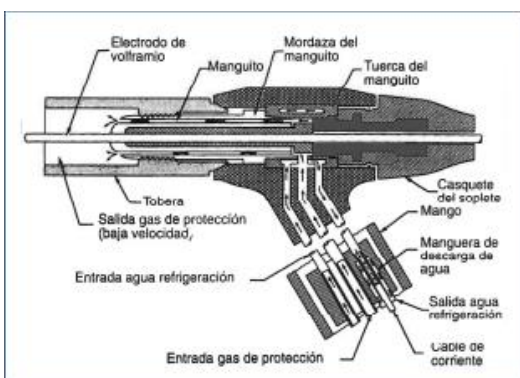


Figura 158: Portaelectrodo [19]

	Antes	Después
Argón	Amarillo	Verde oscuro

Figura 157: Color de la botella de Argón. [19]

■ ENERGÍA DE IONIZACIÓN	➔	Ar < He < CO ₂
■ Facilidad de cebado	➔	Ar > He > CO ₂
■ Estabilidad del arco	➔	Ar > He > CO ₂
■ Espesores	➔	Ar < He < CO ₂
■ DENSIDAD	➔	He < Ar < CO ₂
■ Eficiencia (1/Q)	➔	He < Ar < CO ₂
■ Economía (Coste)	➔	He < Ar < CO ₂
■ CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	➔	Ar < CO ₂ < He
■ Anchura cordón	➔	Ar < CO ₂ < He
■ Penetración uniforme	➔	Ar < CO ₂ < He

Figura 159: Diferencias entre el Argón, Helio y Dióxido de Carbono. [17]

En base a la soldadura de otros años, con la finalidad de aumentar la eficacia y comodidad de la soldadura, se ha empleado una mesa de soldadura. De esta forma se consigue que todas las piezas estén niveladas en una superficie lisa con el empleo de sargentos para su sujeción (Figura 162).



Figura 160: Proceso de soldadura del basculante de 2018. [2]

10.2.2 Características de la soldabilidad del aluminio.

- Presenta una **oxidación de alto punto de fusión**. Esta viene motivada por una capa de Sesquióxido de Aluminio. Para solucionar este problema se recurre a:
 - Eliminar la capa de óxido para permitir la unión por soldadura.
 - Proteger el baño con atmósfera para evitar la formación de alúmina.

- Elevada conductividad térmica lo que dificulta el proceso de soldadura ya que el calor se disipa a través de toda la pieza y es difícil concentrar calor suficiente en una zona.
- Poseen elevada conductividad térmica por lo que se necesita de elevadas corrientes.
- Ausencia de color de temperatura por lo que no se sabe si se está sobrecalentando la pieza en exceso. Para controlar esto, en el caso de soldadura por fusión con llama o soldadura fuerte-blanda la pieza presenta apariencia de fundentes.
- Presenta elevado coeficiente de dilatación térmica, lo que origina deformación por contracción que se corrige con un buen diseño y montaje de las uniones (Fig 163).

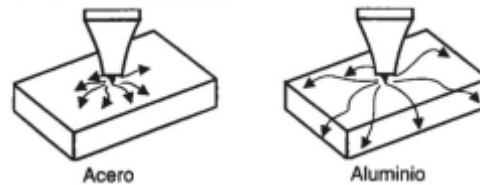


Figura 161: Conductividad térmica del acero y del aluminio. [19]

11. Conclusión y líneas futuras

Para cerrar el presente documento, se va a realizar una comparativa con los basculantes de ediciones pasadas como se muestra en la Tabla 21

	UMA 2012	UMA G 2016	UMA E 2016	UMA 2018	UMA 2020	UMA 2023	VC 1000 cc
Rig. Lateral (kN/mm)	0,53	1,6	1,05	0,978	0,76	1,03	0,8-1,6
Rig. Longitudinal (kNm/°)	0,28	1,18	1,25	0,689	1,39	1,21	1 ~ 2
Masa (kg)	3	5,2	6,1	4,8	4,2	4,8	

Tabla 21: Comparativa basculantes ediciones pasadas y presente. [2]

Como se aprecia, se ha conseguido aproximadamente la misma rigidez torsional que el basculante del año pasado, una rigidez lateral dentro de los valores recomendados de acuerdo a [15] y un incremento de peso de 600 gramos con respecto al de la edición pasada. Con respecto al de las ediciones de 2012 a 2018 el basculante de esta edición es el mejor en términos de rigidez/masa.

Se concluye que el basculante diseñado ha cumplido con los objetivos que se han ido planteando a lo largo de este documento.

En cuanto a las líneas futuras, los estudiantes de siguientes ediciones pueden tomar este estudio como base para la creación del basculante de ediciones posteriores, bien mejorando este intentando conseguir mismas rigideces disminuyendo el peso, afirmación que se puede conseguir empleando materiales más livianos como fibra de carbono, o haciendo un nuevo diseño tomando los puntos fuertes de este basculante como la forma de diseñar por subensamblajes.

12. Bibliografía

- [1] MotoStudent, «MotoStudent, «VII MotoStudent 22-23 Competition Regulations,» 2022.,» 2022.
- [2] M. Á. F. Soria, Elaboración propia, 2023.
- [3] «Informe de la AIE: los coches eléctricos han duplicado las ventas mundiales,» 2021. [En línea]. Available: [https://orpa\[dot\]pl/raport-iea-samochody-elektryczne-podwoily-globalna-sprzedaz/](https://orpa[dot]pl/raport-iea-samochody-elektryczne-podwoily-globalna-sprzedaz/).
- [4] J. Martín, «Motorpasión,» [En línea]. Available: [https://www.motorpasionmoto\[dot\]com/motogp/honda-busca-la-perfeccion-en-motogp-y-anade-a-sus-pruebas-un-nuevo-basculante-de-fibra-de-carbono](https://www.motorpasionmoto[dot]com/motogp/honda-busca-la-perfeccion-en-motogp-y-anade-a-sus-pruebas-un-nuevo-basculante-de-fibra-de-carbono).
- [5] «moto1pro,» [En línea]. Available: [https://www.moto1pro\[dot\]com/reportajes-motos/tipos-de-basculante-de-moto-monobrazo-o-doble](https://www.moto1pro[dot]com/reportajes-motos/tipos-de-basculante-de-moto-monobrazo-o-doble).
- [6] «Harleyclasica,» [En línea]. Available: [https://www.harleyclasica\[dot\]es/modelos/1920-modelo-20/](https://www.harleyclasica[dot]es/modelos/1920-modelo-20/).
- [7] G. Delafond, «Wikipedia,» 2016. [En línea]. Available: [https://es.wikipedia\[dot\]org/wiki/Archivo:Cantilever_motorcycle\[dot\]jpg](https://es.wikipedia[dot]org/wiki/Archivo:Cantilever_motorcycle[dot]jpg).
- [8] M. Pettitt, «Wikipedia,» 2008. [En línea]. Available: [https://es.wikipedia\[dot\]org/wiki/Norton_Manx#/media/Archivo:Norton_Classic_Bikes_\(2621914686\)_cropped\[dot\]JPG](https://es.wikipedia[dot]org/wiki/Norton_Manx#/media/Archivo:Norton_Classic_Bikes_(2621914686)_cropped[dot]JPG).
- [9] «Ducati,» 2023. [En línea]. Available: [https://www.ducati\[dot\]com/mx/es/accesorios/ACC011954](https://www.ducati[dot]com/mx/es/accesorios/ACC011954).
- [10] «Motospot,» [En línea]. Available: [https://es.motospot-oldnews\[dot\]com/single-post/elf-y-el-proyecto-moto](https://es.motospot-oldnews[dot]com/single-post/elf-y-el-proyecto-moto).
- [11] C. Losada, «Motociclismo,» 2021. [En línea]. Available: [https://www.motociclismo\[dot\]es/consejos/basculante-moto-nzm_240383_102\[dot\]html](https://www.motociclismo[dot]es/consejos/basculante-moto-nzm_240383_102[dot]html).
- [12] L. Blázquez, «Espíritu racer moto,» [En línea]. Available: [https://motos.espirituracer\[dot\]com/motodeldia/moto-del-dia-bimota-db6-delirio/](https://motos.espirituracer[dot]com/motodeldia/moto-del-dia-bimota-db6-delirio/).
- [13] T. Foale, de Motorcycle Handling and Chassis Desing, 2002, pp. 243-294.
- [14] J. dean, «Wikipedia,» 2006. [En línea]. Available: [https://es.m.wikipedia\[dot\]org/wiki/Archivo:Paralever-bmw\[dot\]jpg](https://es.m.wikipedia[dot]org/wiki/Archivo:Paralever-bmw[dot]jpg).
- [15] V. Cossalter, Motorcycle Dynamics, 2006.



BIBLIOGRAFIA

- [16] «Wikipedia,» [En línea]. Available: [https://es.wikipedia\[dot\]org/wiki/Aluminio](https://es.wikipedia[dot]org/wiki/Aluminio).
- [17] «Wikipedia,» [En línea]. Available: [https://es.wikipedia\[dot\]org/wiki/Acero](https://es.wikipedia[dot]org/wiki/Acero).
- [18] «Wikipedia,» [En línea]. Available: [https://es.wikipedia\[dot\]org/wiki/Fibra_de_carbono](https://es.wikipedia[dot]org/wiki/Fibra_de_carbono).
- [19] A. d. I.a. Soldadura, «Campus virtual UMA,» [En línea].
- [20] «eonsi,» 2022. [En línea]. Available: [https://eonsi\[dot\]eu/tratamiento-termico-bonificado-que-es-y-como-se-realiza-eonsi/](https://eonsi[dot]eu/tratamiento-termico-bonificado-que-es-y-como-se-realiza-eonsi/).
- [21] «Qinghai Guoxin Aluminium,» [En línea]. Available: [http://gx-aluminioperfile\[dot\]com/2-alloy-aluminum-copper/](http://gx-aluminioperfile[dot]com/2-alloy-aluminum-copper/).
- [22] C. 3. M. I. y. s. aleaciones, «UNE-EN 485-2:2017+A1:Aluminio y aleaciones de aluminio. Chapas, bandas y planchas. Parte 2: Características Mecánicas,» 2017.
- [23] «MásMotos,» [En línea]. Available: [https://motosmas\[dot\]com.ar/motogp-2020-cambios-en-las-reglas-de-aerodinamica-2/](https://motosmas[dot]com.ar/motogp-2020-cambios-en-las-reglas-de-aerodinamica-2/).
- [24] «Motorbike,» [En línea]. Available: [https://www.motorbikemag\[dot\]es/motos-competicion/aprilia-rs-gp-motogp-2017/](https://www.motorbikemag[dot]es/motos-competicion/aprilia-rs-gp-motogp-2017/).
- [25] «Tres ruedas,» [En línea]. Available: [https://tresruedas\[dot\]wordpress\[dot\]com/2013/04/07/decimoquinto-triplete-de-poles-espanolas/jorge-lorenzo-yamaha-m1-2013-01-qatar-3-b-caballito/](https://tresruedas[dot]wordpress[dot]com/2013/04/07/decimoquinto-triplete-de-poles-espanolas/jorge-lorenzo-yamaha-m1-2013-01-qatar-3-b-caballito/).
- [26] «Superbikeplanet[dot]com,» [En línea]. Available: [https://www.superbikeplanet\[dot\]com/friday-at-jerez-more-bumps-but-its-spain-so-all-is-well/](https://www.superbikeplanet[dot]com/friday-at-jerez-more-bumps-but-its-spain-so-all-is-well/).
- [27] Asignatura de Ingeniería de vehículos automóviles, 2023.
- [28] Dassault Systemes, «Ayuda de SolidWorks,» 2021. [En línea]. Available: [https://help.solidworks\[dot\]com/2021/spanish/SolidWorks/cworks/c_Linear_Static_Analysis\[dot\]htm#:~:text=El%20an%C3%A1lisis%20est%C3%A1tico%20lineal%20calcula,el%20efecto%20de%20cargas%20aplicadas.&text=Todas%20las%20cargas%20se%20aplican,que%20alcanzan%20sus%20ma](https://help.solidworks[dot]com/2021/spanish/SolidWorks/cworks/c_Linear_Static_Analysis[dot]htm#:~:text=El%20an%C3%A1lisis%20est%C3%A1tico%20lineal%20calcula,el%20efecto%20de%20cargas%20aplicadas.&text=Todas%20las%20cargas%20se%20aplican,que%20alcanzan%20sus%20ma).
- [29] A. d. M. E. y. T. d. S. d. Máquinas, «Campus virtual UMA,» 2023. [En línea].
- [30] A. d. I. a. T. d. Fabricación, «Campus Virtual UMA,» [En línea]. Available: [https://eii\[dot\]cv\[dot\]uma\[dot\]es/pluginfile\[dot\]php/389801/mod_resource/content/0/TF%20Tema%209.%20Aspectos%20Generales%20del%20Fresado%20v0\[dot\]pdf](https://eii[dot]cv[dot]uma[dot]es/pluginfile[dot]php/389801/mod_resource/content/0/TF%20Tema%209.%20Aspectos%20Generales%20del%20Fresado%20v0[dot]pdf).
- [31] «motostudent,» 2023. [En línea]. Available: [https://www.motostudent\[dot\]com/](https://www.motostudent[dot]com/).



BIBLIOGRAFIA

[32] K. Harada, «flickr,» [En línea]. Available: [https://www.flickr\[dot\]com/photos/f-e-d-c/6806689637](https://www.flickr[dot]com/photos/f-e-d-c/6806689637).

[33] «Ebay,» [En línea]. Available: [https://www.ebay\[dot\]es/p/14015431363](https://www.ebay[dot]es/p/14015431363).

[34] «Impormotor,» [En línea]. Available: [https://impormotor\[dot\]com/basculantes/2828-basculante-pre4-moto5\[dot\]html](https://impormotor[dot]com/basculantes/2828-basculante-pre4-moto5[dot]html).

[35] «Epinturas,» [En línea]. Available: [https://epinturas\[dot\]com/impermeabilizantes/fibra-carbono-3k-twill\[dot\]html#/251-formato-1_m/473-gramaje-240_gr_](https://epinturas[dot]com/impermeabilizantes/fibra-carbono-3k-twill[dot]html#/251-formato-1_m/473-gramaje-240_gr_).

[36] «Enciclopedia Humanidades,» [En línea]. Available: [https://humanidades\[dot\]com/acero/](https://humanidades[dot]com/acero/).

[37] «SKF,» [En línea]. Available: [https://www.skf\[dot\]com/es/](https://www.skf[dot]com/es/).

13. Anexos

13.1 Cálculo de Squat.

```
clear all
close all
clc
%Parámetros
h=673.82; %Altura del centro de gravedad
p=1204.64; %Distancia entre ejes
Rr=300.65; %Radio de la rueda trasera
rc=129.51; %Radio de la corona
rp=28.64; %Radio del piñon
%Posición del eje del motor respecto al eje de anclaje chasis basculante
xp=159.93;
yp=30;
L=500; %Longitud del basculante
phi=12.12*(pi/180); %Ángulo del basculante
Lc=664.15;

%Ángulo de la cadena
eta=asin((L*sin(phi)+yp-(rc-rp))/Lc);
%Squat estático
Rest=(h/p)*cos(phi)/(sin(phi)+(Rr/rc)*sin(phi-eta))

%Cálculo del Squat dinámico
deltaPhi= 11*pi/180; %Diferencia de ángulo en cada interacción
PasosBucle=101;
PasoDelta=deltaPhi/(PasosBucle-1);
% Este bucle va variando el ángulo del basculante y va recalculando los
% parámetros para ir obteniendo diferentes valores del Squat en función de
% este.
for i=1:PasosBucle
phi_i(i)=phi-(i-1)*PasoDelta;
h_i(i)=h;
L_i(i)=sqrt((yp+L*sin(phi_i(i)))^2+(xp+L*cos(phi_i(i)))^2);
Lc_i(i)=sqrt(L_i(i)^2-(rc-rp)^2);
eta_i(i)=asin((L*sin(phi_i(i))+yp-(rc-rp))/Lc_i(i));
R_i(i) = (h_i(i)/p) * cos(phi_i(i)) / (sin(phi_i(i)) + (Rr/rc) * sin(phi_i(i)-
eta_i(i)));
end
plot(phi_i*(180/pi),R_i)
xlim([1.5, 13])
xlabel('Angulo de basculante')
ylabel('R')
grid on
```

13.2 Marco normativo

Atendiendo al Reglamento de la Competición de MotoStudent, el diseño del basculante debe atenerse a una serie de normas y restricciones, que en caso de no respetar supondría la descalificación del prototipo.

De acuerdo con la sección B de este destinado a reglamento técnico general y desglosándose en 12 artículos, son de interés los siguientes artículos:

- En referencia al Artículo 2 que trata especificaciones técnicas de diseño destacan:

-La banda de rodadura del neumático deberá tener una **holgura mínima de 15 mm** a lo largo de su circunferencia exterior con respecto a cualquier parte del prototipo en cualquier posición y con cualquier geometría.

-El peso total **mínimo** del prototipo sin el piloto será **de 95 kg** para ambas categorías, incluyendo todos los fluidos que puedan ser necesarios para el correcto funcionamiento del prototipo.

- En referencia al Artículo 3 que trate sobre el marco normativo de diseño destaca:

-El basculante debe ser de fabricación propia y no comercial.

-No hay restricciones en el tipo de diseño o materiales del bastidor, basculante o subchasis, siempre que el resultado cumpla con las normas impuestas por estos reglamentos.

- Se permite la soldadura de elementos estructurales por cualquier medio, pero la estructura final debe ser coherente.

-Por otra parte, en este mismo punto, el reglamento describe que sobre el prototipo se aplicarán las siguientes fuerzas para verificar la resistencia estructural de la motocicleta:

- Carga horizontal progresiva en la rueda delantera: 300 kg.
- Carga vertical progresiva sobre el sillín: 250 kg.

-Estas cargas se aplicarán de forma alterna y progresiva, verificando que en situación de compresión no hay interferencias entre elementos, así como que todos los sistemas que integran la estructura del prototipo funcionan correctamente. Al retirar la fuerza, los escrutadores comprobarán que la geometría original no ha sufrido deformaciones, ni ha aparecido ninguna grieta en los componentes estructurales o elementos de unión (Figura 164).

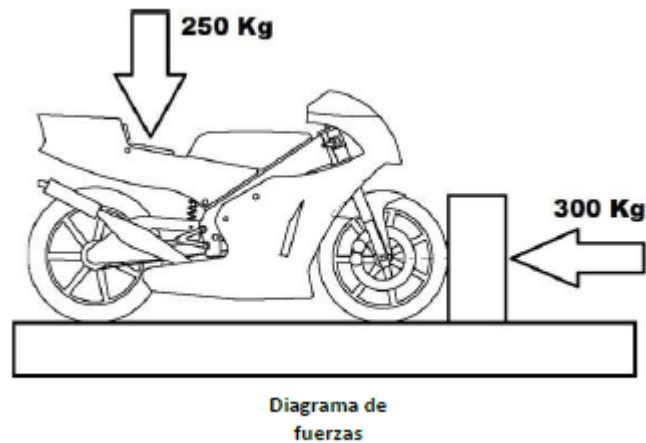


Figura 162: Fuerza aplicadas por la organización de la competición sobre la motocicleta. [1]

- En referencia al Artículo 4 que trate sobre generalidades destacan:

-Si por su diseño, el basculante no cubre la parte inferior de la cadena o de la correa de transmisión, deberá instalarse un protector que impida atrapamiento entre el recorrido de la cadena de transmisión inferior y el piñón de transmisión final (Figura 165).



Figura 163: Aleta de tiburón. [1]



13.3 Planos

INDICE DE PLANOS

Plano 1: Vistas de las piezas del ensamblaje brazo derecho.

Plano 2: Vistas de las piezas del ensamblaje brazo izquierdo.

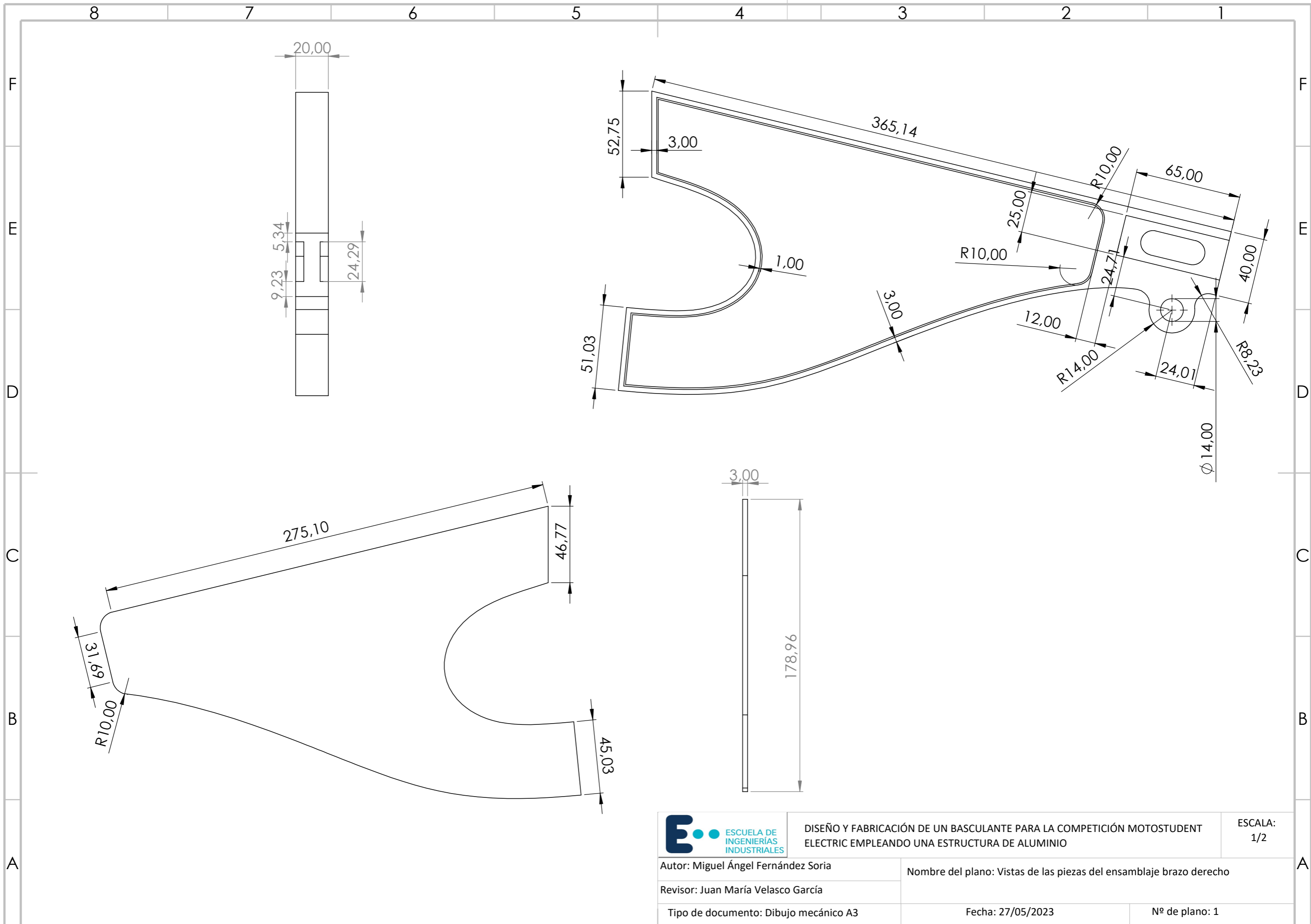
Plano 3: Vistas de las piezas del ensamblaje cuerpo central.


Plano 4: Vistas de las chapas del ensamblaje cuerpo central.

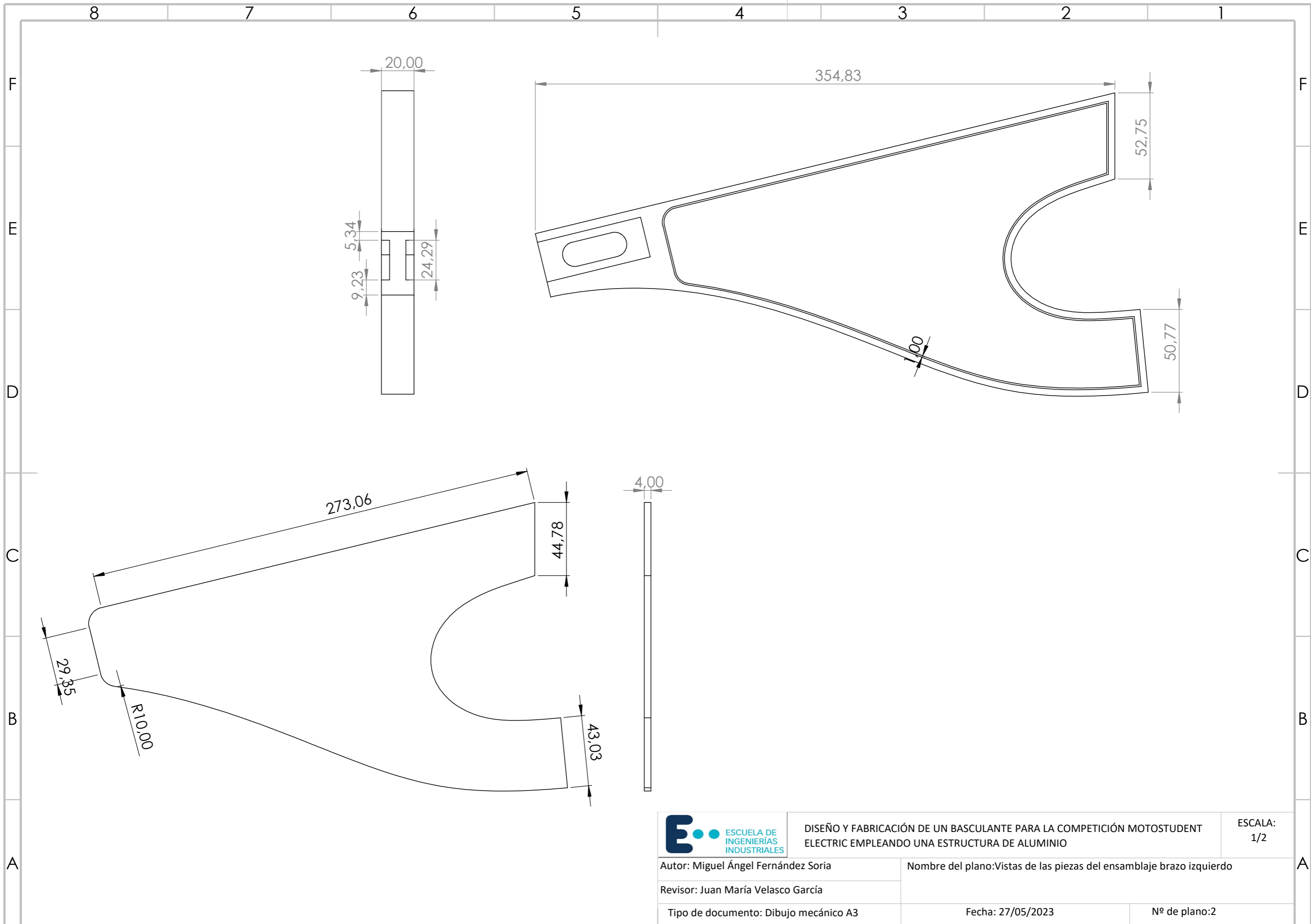
Plano 5: Vistas de las piezas del ensamblaje lateral izquierdo.


Plano 6: Vistas de las piezas del ensamblaje cajón.

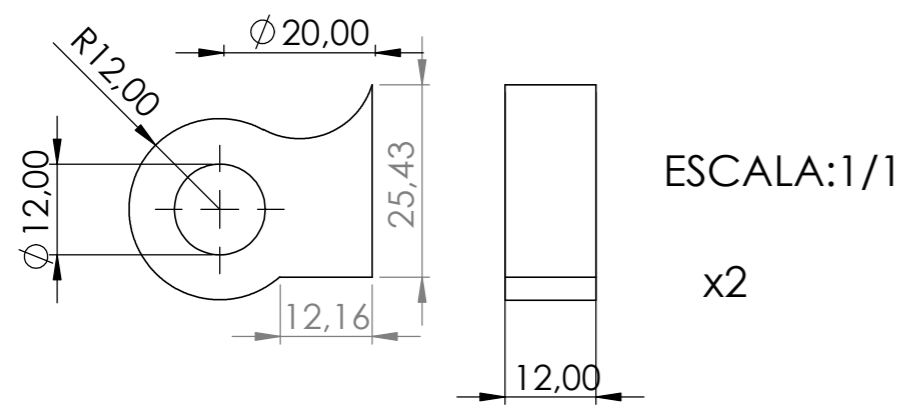
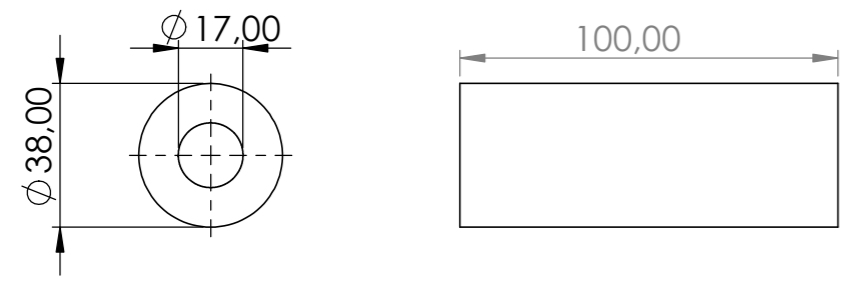
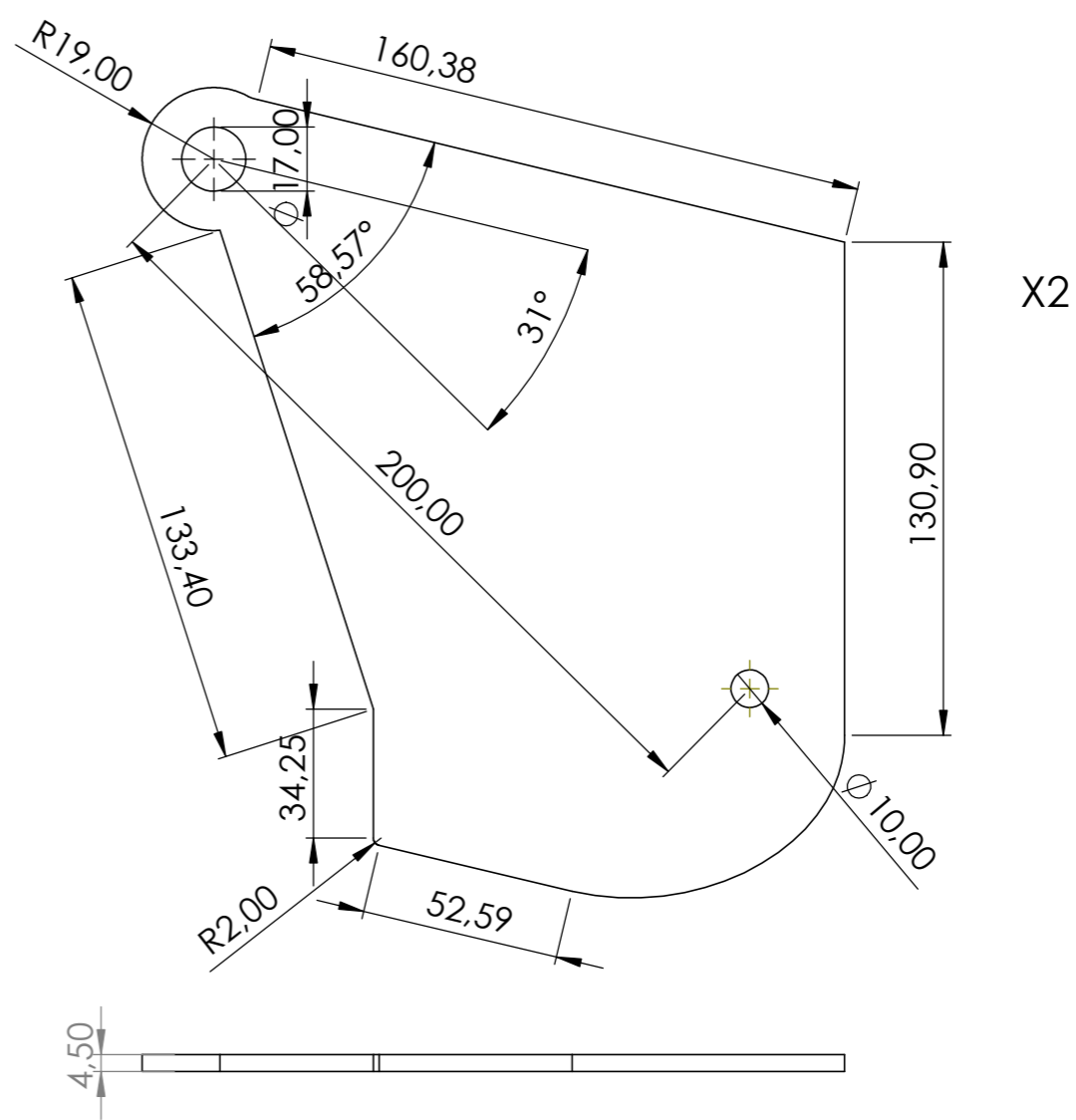
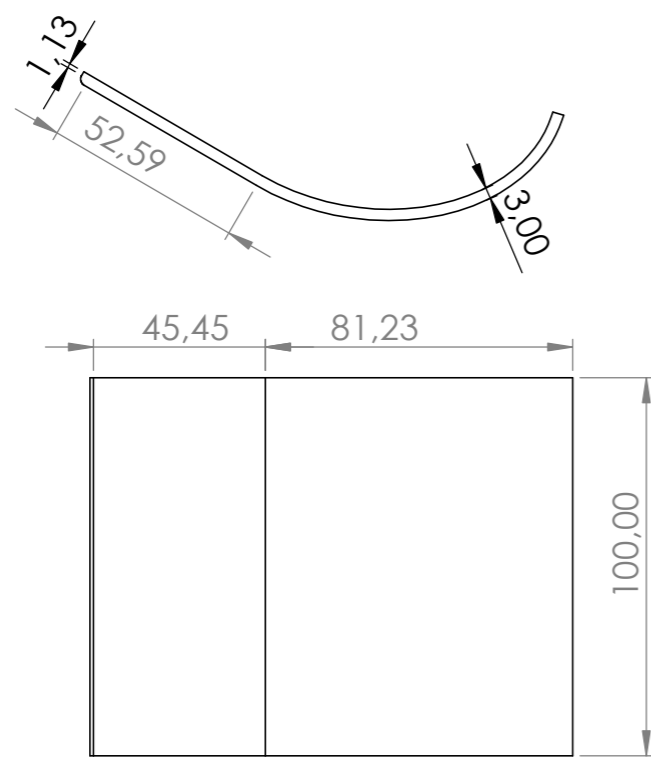
Plano 7: Vistas de las piezas del ensamblaje unión cuerpo-brazo izquierdo.




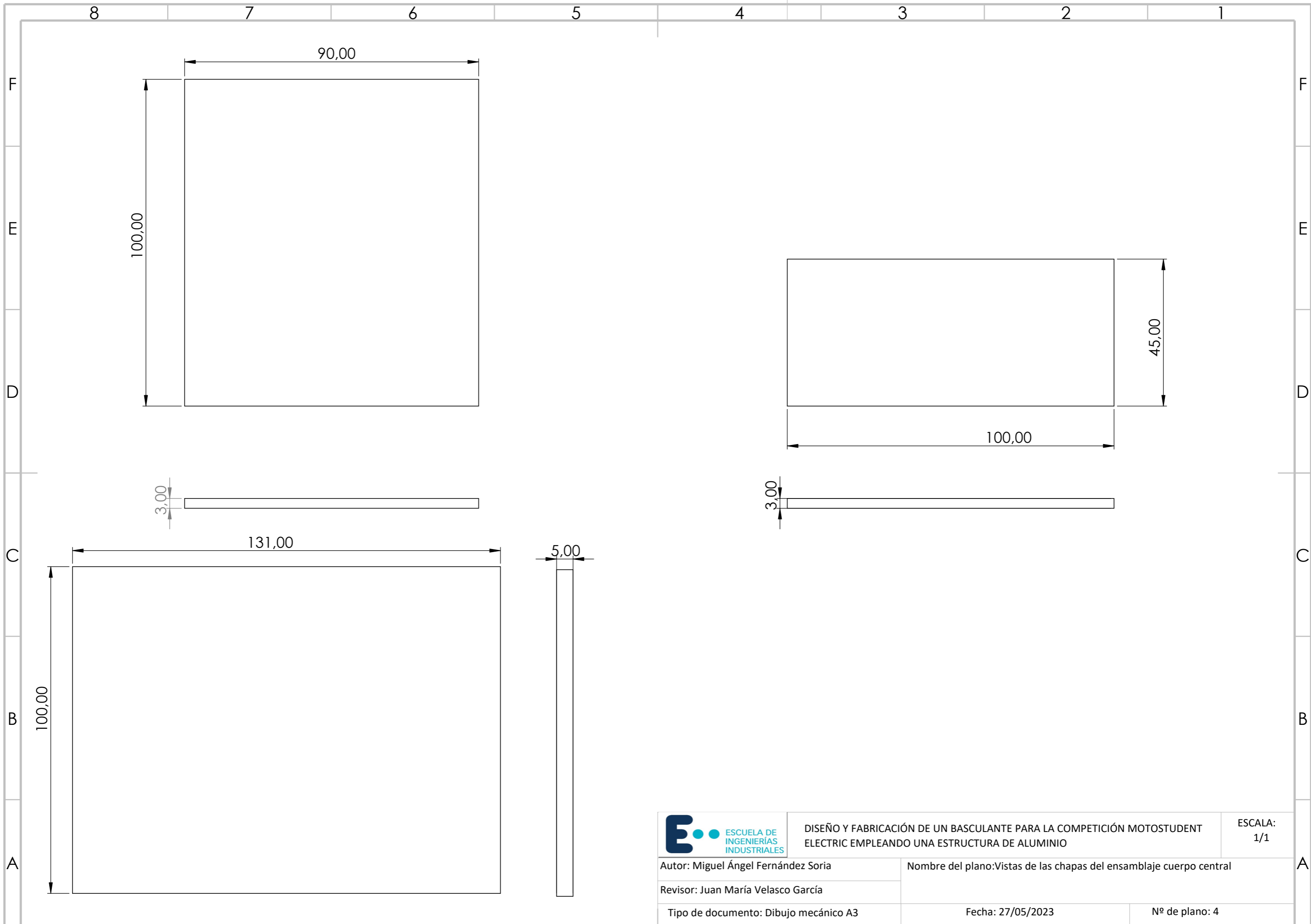
 <p>ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES</p>	<p>DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT ELECTRIC EMPLEANDO UNA ESTRUCTURA DE ALUMINIO</p>		<p>ESCALA: 1/2</p>
	<p>Autor: Miguel Ángel Fernández Soria</p>		<p>Nombre del plano: Vistas de las piezas del ensamblaje brazo derecho</p>
	<p>Revisor: Juan María Velasco García</p>		<p>Fecha: 27/05/2023</p>
<p>Tipo de documento: Dibujo mecánico A3</p>			




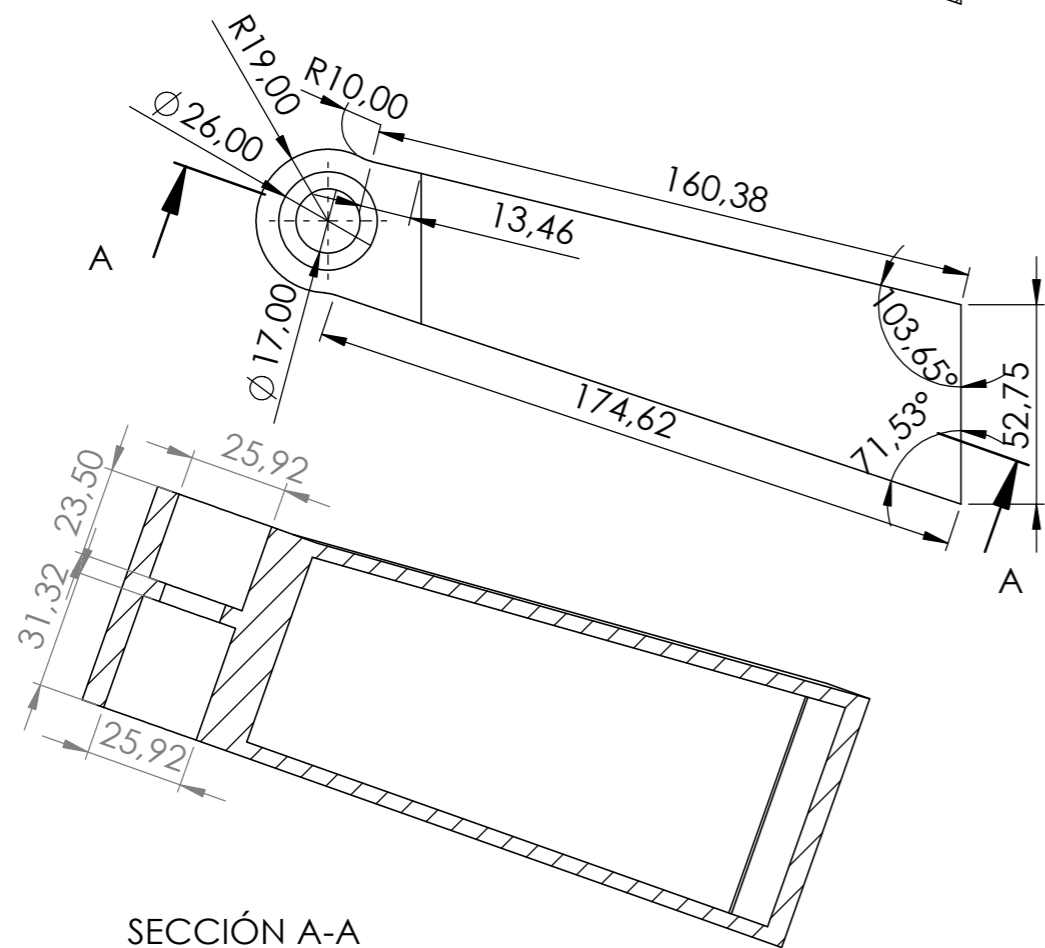
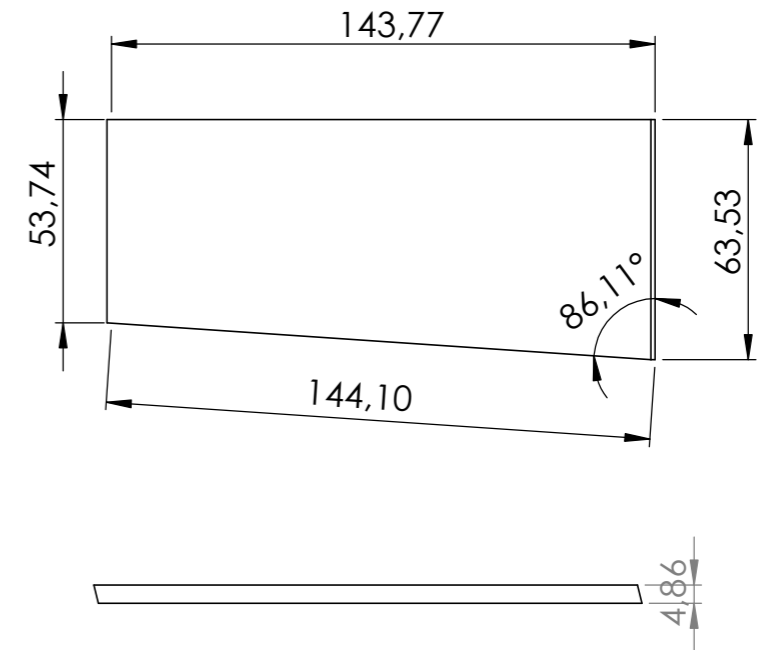
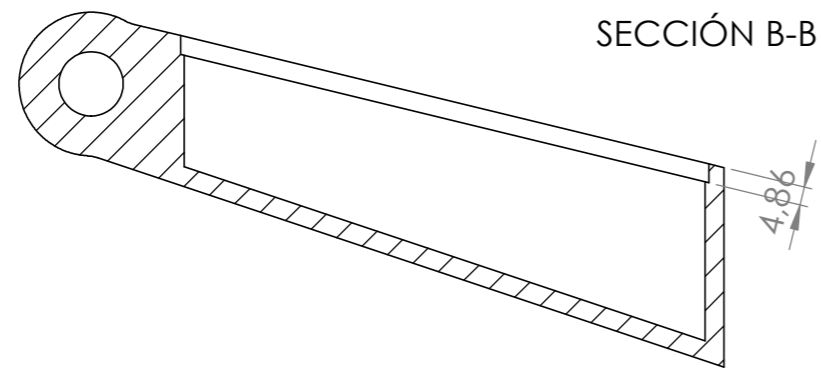
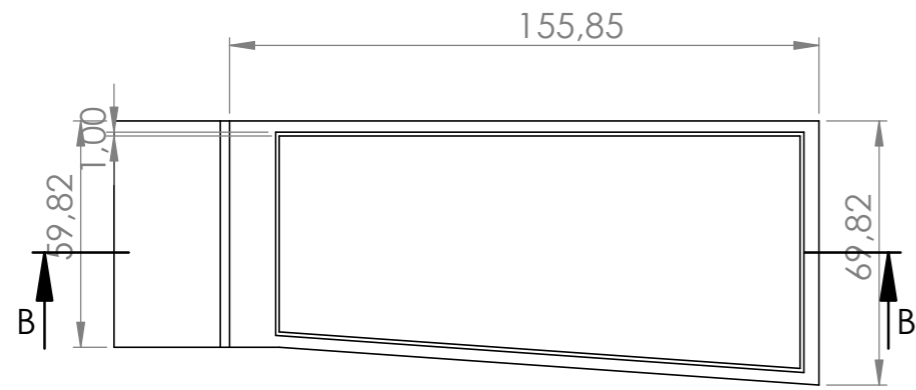
	DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT ELECTRIC EMPLEANDO UNA ESTRUCTURA DE ALUMINIO		ESCALA: 1/2
	Autor: Miguel Ángel Fernández Soria		Nombre del plano: Vistas de las piezas del ensamblaje brazo izquierdo
Revisor: Juan María Velasco García		Fecha: 27/05/2023	Nº de plano: 2
Tipo de documento: Dibujo mecánico A3			




	DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT ELECTRIC EMPLEANDO UNA ESTRUCTURA DE ALUMINIO		ESCALA: 1/2
	Autor: Miguel Ángel Fernández Soria		Nombre del plano: Vistas de las piezas del ensamblaje cuerpo central
Revisor: Juan María Velasco García		Fecha: 27/05/2023	Nº de plano: 3
Tipo de documento: Dibujo mecánico A3			

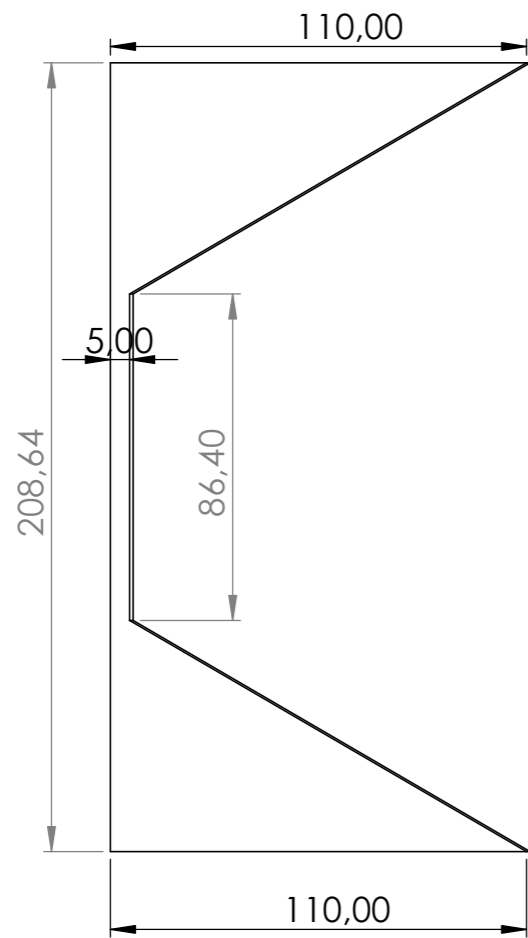


	DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT ELECTRIC EMPLEANDO UNA ESTRUCTURA DE ALUMINIO		ESCALA: 1/1
	Autor: Miguel Ángel Fernández Soria		Nombre del plano: Vistas de las chapas del ensamblaje cuerpo central
Revisor: Juan María Velasco García		Fecha: 27/05/2023	Nº de plano: 4
Tipo de documento: Dibujo mecánico A3			

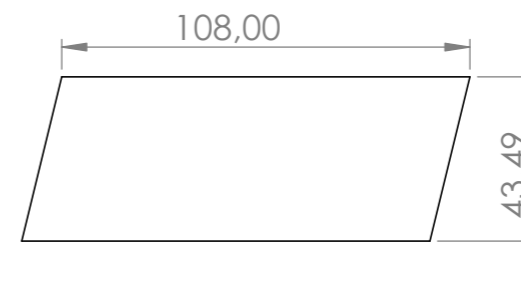
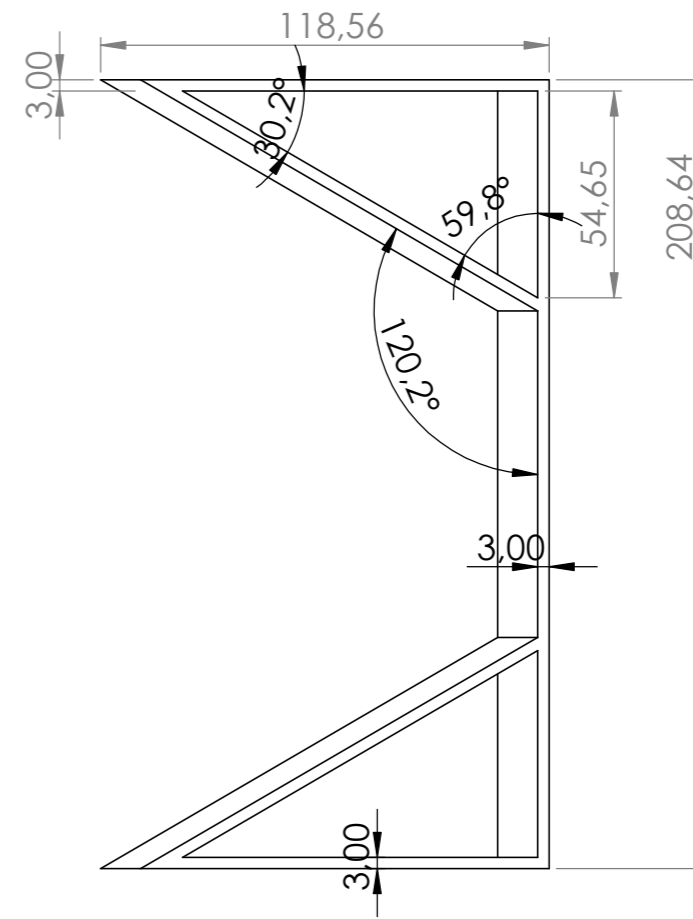
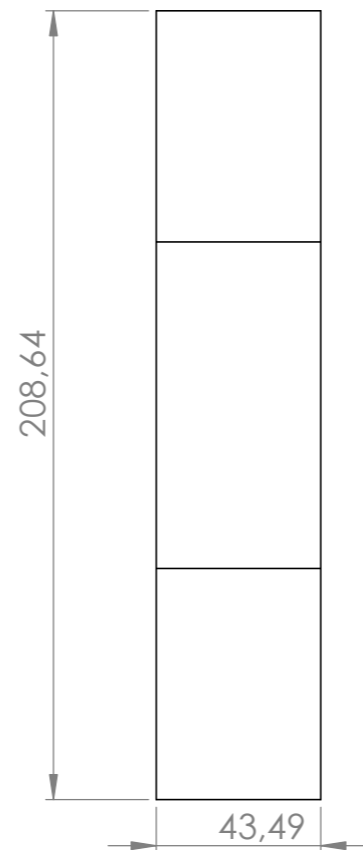
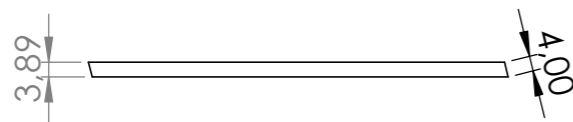


El lateral derecho superior es simétrico a las piezas del ensamblaje izquierdo superior

	DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT ELECTRIC EMPLEANDO UNA ESTRUCTURA DE ALUMINIO		ESCALA: 1/2
	Autor: Miguel Ángel Fernández Soria	Nombre del plano: Vistas de las piezas del ensamblaje lateral izquierdo	
Revisor: Juan María Velasco García	Tipo de documento: Dibujo mecánico A3	Fecha: 27/05/2023	Nº de plano: 5



X2



DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT ELECTRIC EMPLEANDO UNA ESTRUCTURA DE ALUMINIO

ESCALA:
1/2

Autor: Miguel Ángel Fernández Soria

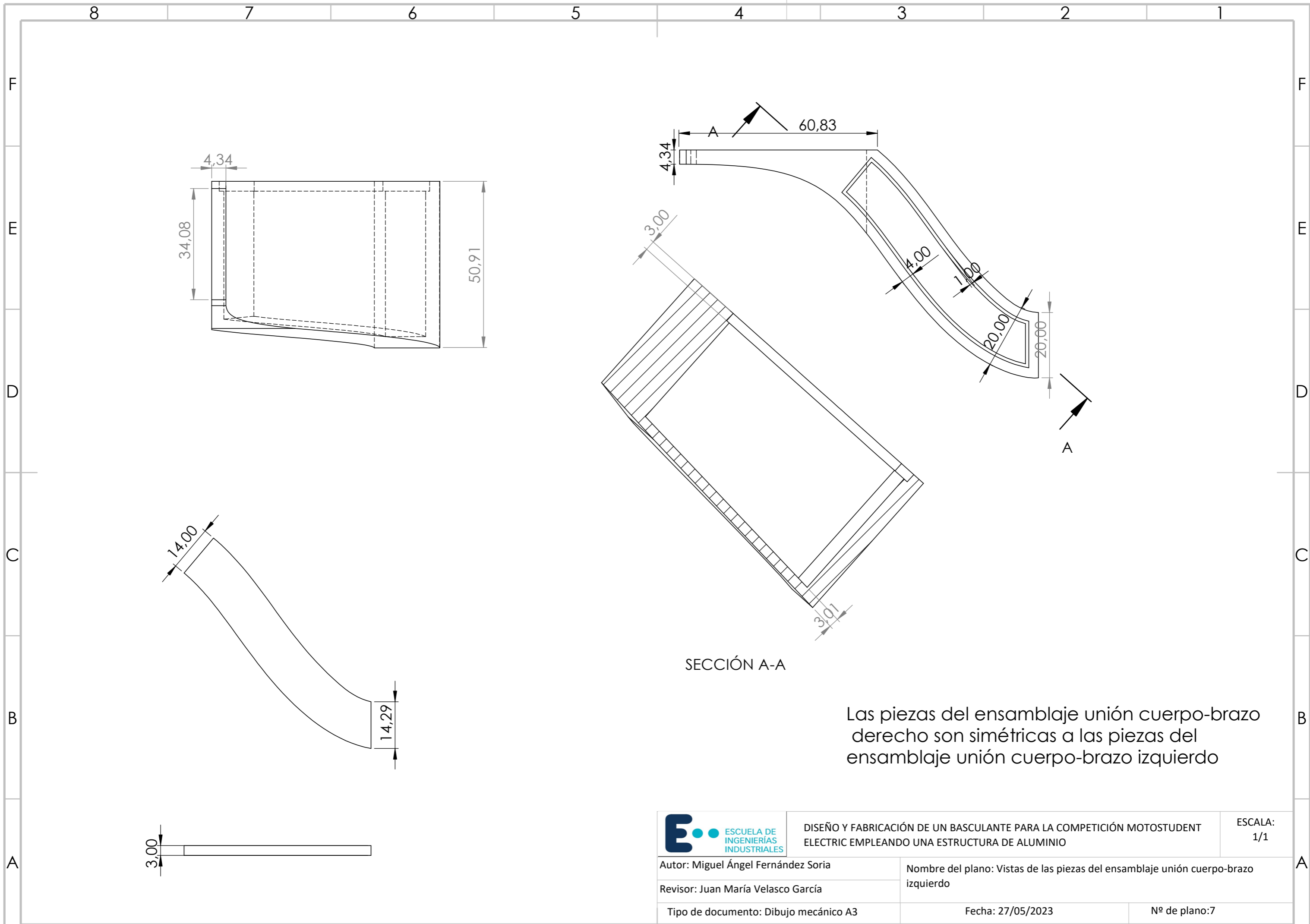
Nombre del plano: Vistas de las piezas del ensamblaje cajón

Revisor: Juan María Velasco García

Tipo de documento: Dibujo mecánico A3


Fecha: 27/05/2023

Nº de plano:6



SECCIÓN A-A

Las piezas del ensamblaje unión cuerpo-brazo derecho son simétricas a las piezas del ensamblaje unión cuerpo-brazo izquierdo

	DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT ELECTRIC EMPLEANDO UNA ESTRUCTURA DE ALUMINIO		ESCALA: 1/1
	Autor: Miguel Ángel Fernández Soria	Nombre del plano: Vistas de las piezas del ensamblaje unión cuerpo-brazo izquierdo	
Revisor: Juan María Velasco García	Tipo de documento: Dibujo mecánico A3	Fecha: 27/05/2023	Nº de plano: 7